

УДК 629.113

**КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ  
В ТРАНСМИССИИ МАГИСТРАЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА МАЗ-643008  
И СТЕПЕНЬ ИХ ВЛИЯНИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС  
ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ ВЕДУЩЕГО МОСТА**

**С.М. МИНЮКОВИЧ, А.Г. ГУРИНОВИЧ**  
(РУП «Минский автомобильный завод», г. Минск)

*Рассматриваются результаты теоретических и экспериментальных исследований влияния спектрального состава колебаний крутящего момента, передаваемого зубчатым колесом, на его долговечность. Выполнен анализ применимости классических методик расчетов долговечности зубчатых передач к различным условиям их эксплуатации. Представлены данные по квазистатической и динамической составляющим нагрузочного режима трансмиссии в реальных условиях эксплуатации, для динамической составляющей – выявлены источники возбуждения. Разработана методика и представлены основные результаты сопоставления расчетных долговечностей зубчатых передач с учетом спектрального состава колебаний крутящего момента и без него.*

**Введение.** На современном этапе развития науки и техники разработана, получившая широкое экспериментальное подтверждение, теория источников формирования квазистатической составляющей нагрузочных режимов трансмиссий транспортных средств [1 – 3], чего нельзя сказать о динамической (колебательной) составляющей. Если учесть, что источниками формирования колебаний в трансмиссии являются разнообразные факторы различной природы, в той или иной мере взаимосвязанные между собой, то представляют интерес экспериментальные исследования нагрузочных режимов трансмиссий транспортных средств в реальных условиях эксплуатации.

Для оценки долговечности зубчатых передач разработаны универсальные методики [4 – 6], которые учитывают следующие факторы:

- свойства материала;
- виды термической и химико-термической обработки зубчатых колес;
- конструктивные особенности и условия работы зубчатых передач. При этом не рассматривается спектральный состав колебаний крутящего момента, передаваемого зубчатой передачей, который оказывает существенное влияние на ее несущую способность [5, 7, 8].

Цель представленных теоретических и экспериментальных исследований – разработка методики учета и оценки влияния спектрального состава колебаний крутящего момента на долговечность зубчатых передач трансмиссий транспортных средств.

**Теоретические предпосылки.** Исследования нагрузочных режимов трансмиссии магистрального автопоезда МАЗ-643008 проводились с использованием многоканальной измерительной системы «M3 INTEGRA 1» фирмы B+S Multidata. Данная система позволяет записывать процессы нагружения в реальном времени в цифровом формате непосредственно на встроенный винчестер системы.

При исследованиях нагрузочных режимов трансмиссии регистрировались:

- крутящие моменты на карданных валах привода среднего и заднего ведущих мостов;
- крутящие моменты на правых полуосях;
- частота вращения карданного вала и генератора.

Частота вращения генератора, которая прямо пропорциональна частоте вращения коленчатого вала двигателя, измерялась для обеспечения возможности определения включенной передачи в коробке передач в любой момент времени. Номер включенной передачи оценивался по отношению частоты вращения коленчатого вала двигателя к частоте вращения карданного вала.

Основной целью исследований нагрузочных режимов трансмиссии в реальных условиях эксплуатации являлась оценка нагруженности и последующее прогнозирование ресурса узлов и агрегатов трансмиссии, в частности зубчатых передач. В настоящее время одной из существенных проблем, связанных с оценкой долговечности зубчатых передач трансмиссий транспортных средств, является усовершенствование методик расчетов на долговечность при нагрузках, переменных во времени.

Основными параметрами, определяющими условия работы колеса зубчатой передачи, являются частота вращения зубчатого колеса и величина передаваемого им крутящего момента. Характер изменения этих двух параметров оказывает существенное влияние на долговечность.

В автомобилестроении для оценки нагруженности трансмиссий транспортных средств при расчетах на долговечность используется понятие эквивалентного крутящего момента [9], который рассчитывается по формуле:

$$M_{\text{Э}} = q \sqrt{\frac{\sum (M_i^q \cdot P_{Si})}{\sum P_{Si}}}, \quad (1)$$

где  $M_i$  – среднее значение крутящего момента в интервале  $i$ -того ряда распределения;  $P_{Si}$  – частота попадания значения крутящего момента в интервал  $i$ -того ряда распределения;  $q$  – показатель степени кривой усталости.

Значения величин  $M_i$  и  $P_{Si}$  определяются по гистограммам распределения крутящих моментов по пробегу на соответствующем валу трансмиссии (т.е. зубчатом колесе).

На основании эквивалентных крутящих моментов определяются предельное число циклов нагружений по контактным и изгибным напряжениям, выдерживаемое зубьями зубчатого колеса без разрушения. Для дальнейших расчетов берется меньшая из этих величин. Далее рассчитывается число циклов нагружений на 1 км пробега транспортного средства в эксплуатации. По отношению предельного числа циклов нагружений к числу циклов нагружений на 1 км пробега определяется ресурс зубчатого колеса в километрах пробега.

#### *Наиболее характерные и приемлемые условия работы зубчатых колес*

1. Частота вращения зубчатого колеса и передаваемый им крутящий момент величины постоянные во времени. Рассмотрим протекание процесса передачи крутящего момента зубчатой передачей. В каждый момент времени в зависимости от кинематики зубчатой передачи в зацеплении находятся от одного до трех зубьев, которые в данный момент времени участвуют в передаче крутящего момента. Если условно разбить зубчатое колесо на секторы (рис. 1), то можно построить функцию зависимости величины передаваемого им крутящего момента от угла поворота  $M(\varphi)$ . В случае постоянства величины передаваемого зубчатым колесом крутящего момента функция  $M(\varphi) = const$ . Данные условия работы наиболее характерны для различного производственного оборудования, используемого в промышленности.

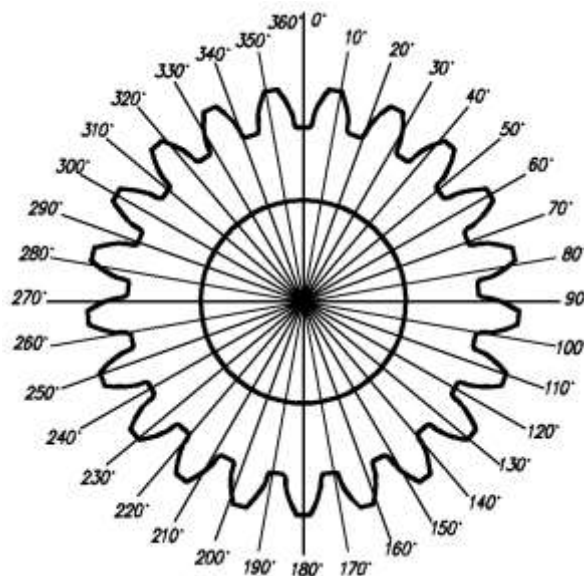


Рис. 1. Условная разбивка рабочего зубчатого венца колеса на сектора

2. Частота вращения зубчатого колеса и передаваемый им крутящий момент являются случайными процессами во времени. При этом частоты возмущающих сил, вызывающие изменения (колебания) крутящего момента, не являются функциями от частоты вращения. Данные условия работы наиболее характерны для зубчатых передач трансмиссий транспортных средств. Из общей совокупности составляющих нагрузочного режима трансмиссии к данной категории можно отнести: нагрузки, обусловленные сопротивлением движению транспортного средства; динамические нагрузки, обусловленные управляющим воздействием водителя (маневрирование, переключение передач и т.д.) и воздействием микронеровностей дорожного покрытия.

В данном случае функции зависимостей крутящих моментов за  $i$ -тый оборот  $M(\varphi)$  ( $i = 1, 2, 3, \dots, N$ , где  $N$  – число оборотов за весь срок службы) и среднего крутящего момента  $M_{cp}(\varphi)$  за  $N$  оборотов будут иметь вид, представленный на рисунке 2.

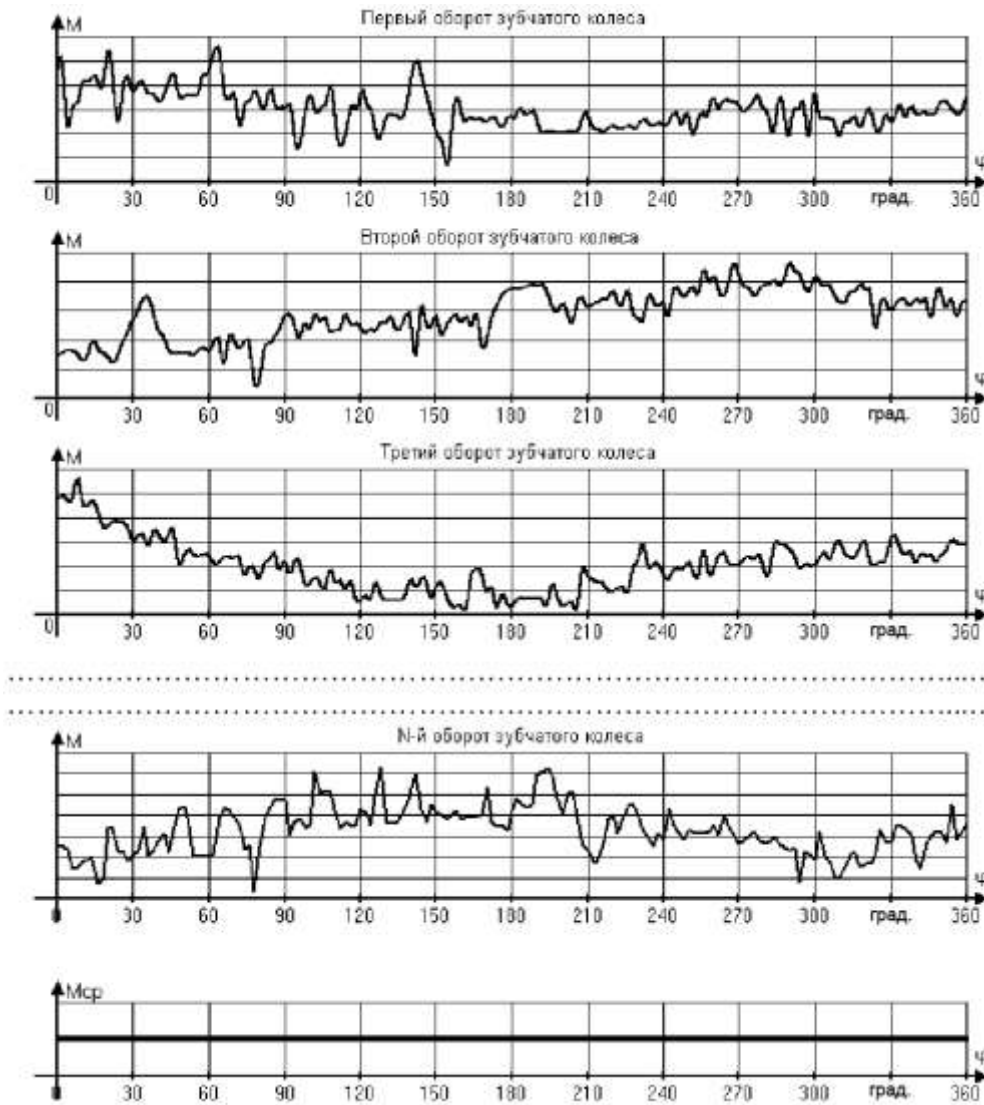


Рис. 2. Нагруженность зубьев зубчатого колеса при случайном характере процесса нагружения:  $M$  – крутящий момент;  $M_{cp}$  – средний крутящий момент;  $\varphi$  – угол поворота зубчатого колеса, град

Таким образом, можно сделать вывод, что, несмотря на неравномерное распределение нагрузки по зубьям зубчатого венца в пределах одного оборота, можно с достаточной степенью точности считать равномерным распределение среднего крутящего момента  $M_{cp}(\varphi)$  по зубьям зубчатого венца за  $N$  оборотов.

3. Колебания передаваемого зубчатым колесом крутящего момента есть функция от его частоты вращения. Из общей совокупности составляющих нагрузочного режима трансмиссии к данной категории можно отнести динамические нагрузки, обусловленные неравномерностью работы двигателя внутреннего сгорания, неточностью изготовления и динамической неуравновешенностью деталей узлов и агрегатов трансмиссии.

а) *отношение частоты колебаний возмущающей силы к частоте вращения зубчатого колеса не является целым числом.* В данном случае, несмотря на неравномерное распределение нагрузки по зубьям зубчатого венца в пределах одного оборота, через конечное число оборотов  $n$  зубчатого колеса ( $N$  много больше  $n$ ) распределение среднего значения крутящего момента  $M_{nCP}$  по зубьям зубчатого венца будет равномерным.

Так, в примере, представленном на рисунке 3, распределение среднего значения крутящего момента за каждые три оборота  $M_{зсп}$  ( $n = 3$ ) является равномерным. Поэтому, учитывая, что  $N$  много больше  $n$ , где  $N$  – число оборотов зубчатого колеса за весь срок службы, можно считать распределение среднего значения крутящего момента  $M_{сп}(\varphi)$  по зубьям зубчатого венца за  $N$  оборотов равномерным (см. рис. 3).

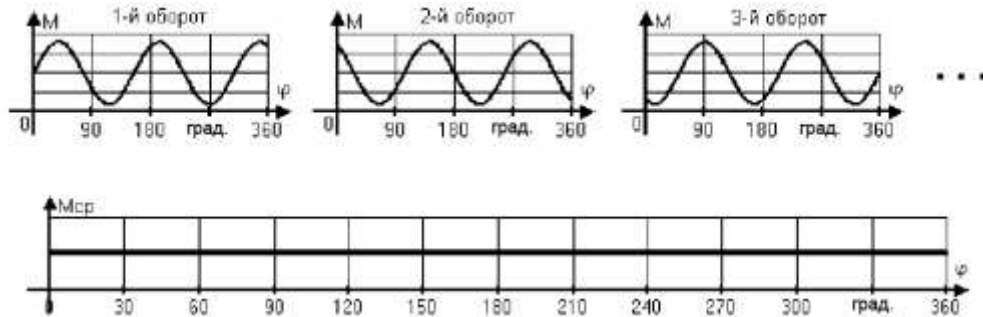


Рис. 3. Нагруженность зубьев зубчатого колеса для случая (а)

$M$  – крутящий момент;  $M_{сп}$  – средний крутящий момент;  $\varphi$  – угол поворота зубчатого колеса, град

б) отношение частоты колебаний возмущающей силы к частоте вращения зубчатого колеса является целым числом. Другими словами, за один оборот зубчатого колеса происходит целое число циклов колебаний возмущающей силы.

Функции распределения передаваемых зубчатым колесом крутящих моментов за один оборот и за весь срок службы по зубьям зубчатого венца представлены на рисунке 4. В данном случае отношение частоты возмущающей силы к частоте вращения зубчатого колеса равно трем.

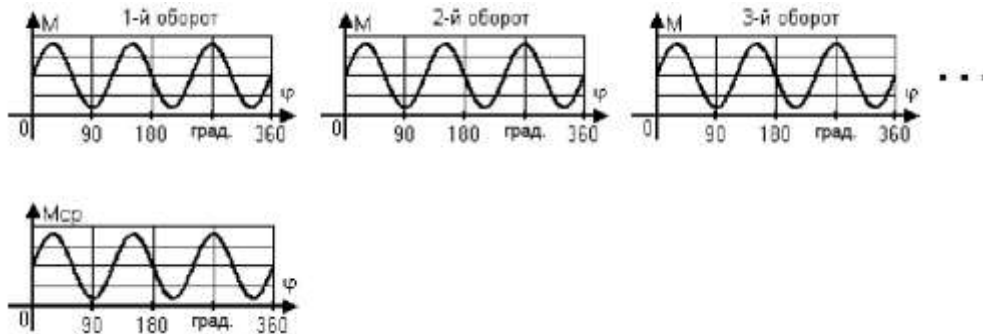


Рис. 4. Нагруженность зубьев зубчатого колеса в случае (б):

$M$  – крутящий момент;  $M_{сп}$  – средний крутящий момент;  $\varphi$  – угол поворота зубчатого колеса, град

Распределение нагрузки по зубьям зубчатого венца в данном случае как за один оборот, так и за весь срок его службы является неравномерным. При работе в таких условиях отдельные зубья зубчатого венца колеса нагружаются различными крутящими моментами, поэтому (априори) лимитирующими усталостную долговечность зубчатого колеса в целом являются зубья, нагружаемые большим эквивалентным крутящим моментом.

Таким образом, в рассматриваемом случае нагружения классическая методика определения эквивалентных крутящих моментов, используемых для расчетов долговечности зубчатых передач, нуждается в уточнении.

**Методика исследований.** На основании вышеизложенного эквивалентные крутящие моменты по контактным и изгибным напряжениям предлагается оценивать по результатам записанных нагрузочных режимов трансмиссий транспортных средств в реальных условиях эксплуатации в соответствии со следующей методикой:

- 1) строится гистограмма распределения крутящих моментов для соответствующего зубчатого колеса по пробегу;
- 2) рассчитываются эквивалентные крутящие моменты по контактным и изгибным напряжениям в соответствии с формулой (1);

3) выполняется спектральный анализ колебательных процессов путем быстрого преобразования Фурье (БПФ). По результатам спектрального анализа строятся трехмерные функции с осями: частота колебаний крутящего момента – частота вращения зубчатого колеса – амплитуда колебаний передаваемого зубчатым колесом крутящего момента в линейных и логарифмических координатах;

4) выполняется анализ колебательных процессов в трансмиссии с целью выявления источников их возбуждения. При наличии значительных по амплитуде колебаний крутящего момента с частотами, кратными частоте вращения рассматриваемого зубчатого колеса, выполняются расчеты в соответствии с пунктами 5...7, в противном случае в качестве расчетных эквивалентных крутящих моментов, принимаются крутящие моменты, определенные в пункте 2;

5) при наличии двух и более колебательных процессов, кратных частоте вращения зубчатого колеса, рассчитываются взаимные фазовые сдвиги данных колебательных процессов;

6) колебательные процессы, кратные частоте вращения зубчатого колеса, последовательно накладываются на значения эквивалентных крутящих моментов, рассчитанных в пункте 2, с учетом амплитуд колебаний и взаимных фазовых сдвигов. В результате строятся функции зависимостей эквивалентных крутящих моментов по контактным и изгибным напряжениям от угла поворота зубчатого колеса, т.е. функции распределения эквивалентных крутящих моментов по зубьям зубчатого венца;

7) в качестве окончательных расчетных эквивалентных крутящих моментов по контактным и изгибным напряжениям принимаются соответствующие максимальные значения по ранее построенным функциям зависимости эквивалентных крутящих моментов от угла поворота зубчатого колеса;

С целью реализации предлагаемого алгоритма оценки нагруженности зубчатых колес трансмиссий транспортных средств при движении в различных дорожных условиях специалистами Испытательного центра РУП «МАЗ» было разработано специализированное программное обеспечение «Нагруженность трансмиссии 1.0», с помощью которого выполнялись все расчеты.

**Результаты исследований.** В качестве примера рассмотрим расчет эквивалентных крутящих моментов по контактным и изгибным напряжениям в соответствие с предлагаемой методикой для ведущей шестерни главной передачи заднего моста магистрального автопоезда МАЗ-643008 полной массы при движении по автомагистрали Москва – Брест и по второму кольцу г. Минска.

Результаты расчетов амплитудного спектра колебаний крутящего момента на карданном валу привода заднего моста представлены на рисунке 5. На данном рисунке амплитудный спектр представлен в логарифмических координатах. При этом с целью повышения скорости вычислений и информативности трехмерной функции амплитудного спектра логарифмический спектр рассчитывался на основе линейного спектра по следующей формуле:

$$F_{\ln} = \ln(F_l + 1),$$

где  $F_{\ln}$  – функция амплитудного спектра в логарифмических координатах;  $F_l$  – функция амплитудного спектра в линейных координатах.

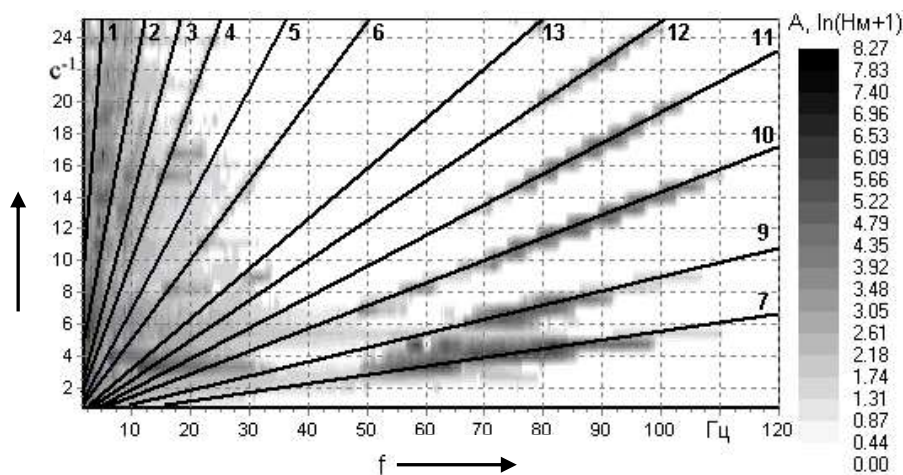


Рис. 5. Логарифмический амплитудный мультиспектр колебаний крутящего момента на карданном валу привода заднего моста при движении автопоезда по Второму транспортному кольцу г. Минска:

- A – амплитуда колебаний,  $\ln(H \cdot m + 1)$ ; n – частота вращения карданного вала,  $c^{-1}$ ; f – частота колебаний, Гц;
- 1, 2 – частота вращения колес соответственно 1 и 2 гармоник; 3, 5 – частота вращения полуосей соответственно 1 и 2 гармоник; 4, 6 – частота вращения карданного вала соответственно 1 и 2 гармоник;
- 7...13 – частоты газодинамических процессов в двигателе соответственно на 3...9 передачах, 1 гармоник

На рисунке 5 указаны частоты колебаний соответствующих возмущающих сил в зависимости от частоты вращения ведущей шестерни главной передачи. Из присутствующих в амплитудном спектре колебаний крутящего момента можно выделить колебательные процессы, пропорциональные частоте вращения карданного вала, которые совпадают со следующими частотами:

1) частотой вращения колес ведущего моста автомобиля (в спектре присутствует 1 и 2 гармоники). Возможной причиной возникновения данных колебаний является дисбаланс колес в сборе со ступицами и тормозными барабанами;

2) частотой вращения полуосей (в спектре присутствует 1 и 2 гармоники). Возможной причиной возникновения данных колебаний является их дисбаланс;

3) частотой вращения карданного вала (в спектре присутствует 1 и 2 гармоники). Возможной причиной возникновения данных колебаний является дисбаланс и неравномерность вращения трубы карданного вала относительно фланцев. Неравномерность вращения трубы карданного вала обусловлена кинематикой работы карданных шарниров с крестовинами при некотором угле излома;

4) частотой газодинамических процессов в двигателе на 3...9 передачах. Возможной причиной возникновения данных колебаний в трансмиссии являются неравномерность рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания и недостаточная эффективность демпфера крутильных колебаний сцепления.

Таким образом, на амплитудном спектре (см. рис. 5) отчетливо просматриваются пять колебательных процессов с частотами, кратными частоте вращения ведущей шестерни главной передачи. Среди них колебания, обусловленные частотой вращения карданного вала (1 и 2 гармоники) и частотой газодинамических процессов в двигателе на четвертой, шестой и восьмой передачах. Так, при работе на 4 передаче отношение частоты колебаний крутящего момента, передаваемого ведущей шестерней главной передачи, к частоте вращения шестерни составляет 14 (передаточное число коробки передач 3,5); при работе на 6 передаче – 7 (передаточное число коробки передач 1,75); при работе на 8 передаче – 4 (передаточное число коробки передач 1).

Благодаря наличию в системе «двигатель – ведущий мост» сцепления и коробки передач колебания крутящего момента, вызванные газодинамическими процессами в двигателе внутреннего сгорания, хотя и являются кратными частоте вращения ведущей шестерни главной передачи, происходят в каждом случае включения рассматриваемой передачи с различными фазовыми сдвигами относительно условного начального положения шестерни. Поэтому за весь срок службы зубчатого колеса распределение среднего крутящего момента приобретает вид, представленный на рисунке 3.

Таким образом, благодаря наличию в трансмиссии сцепления и коробки передач колебания крутящего момента, обусловленные газодинамическими процессами в двигателе внутреннего сгорания, не влияют на распределение величины эквивалентного крутящего момента по зубьям зубчатого венца ведущей шестерни главной передачи.

Колебания крутящего момента, обусловленные частотой вращения карданного вала, как показали результаты исследований, в связи с наличием жесткой связи между карданным валом и ведущей шестерней главной передачи, происходят с постоянным фазовым сдвигом относительно условного начального положения шестерни. Поэтому, если рассматривать весь срок службы зубчатого колеса, распределение среднего крутящего момента приобретает вид, представленный на рисунке 4.

Функции распределений эквивалентных крутящих моментов по зубьям зубчатого венца при движении автопоезда по Второму транспортному кольцу г. Минска иллюстрирует рисунок 6.

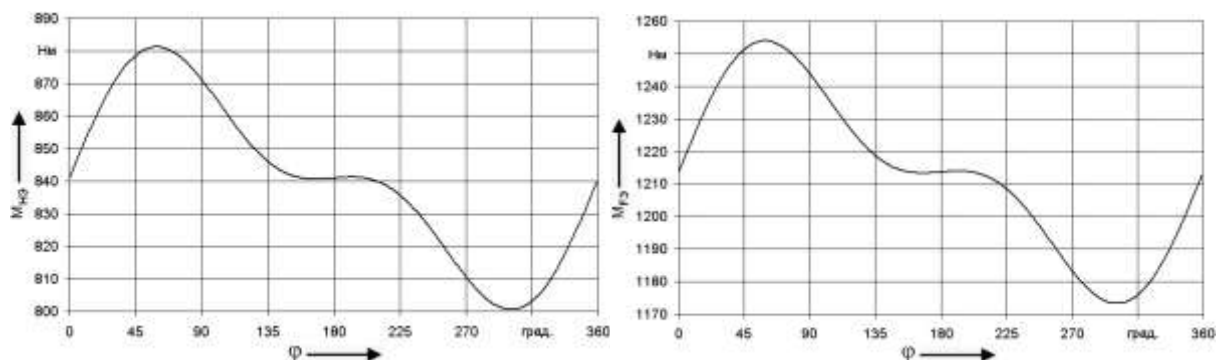


Рис. 6. Функции распределений эквивалентных крутящих моментов по зубьям зубчатого венца:

$M_{HЭ}$  – эквивалентный крутящий момент при расчетах на контактную выносливость, Н·м;

$M_{ГЭ}$  – эквивалентный крутящий момент при расчетах на изгибную выносливость, Н·м;

$\varphi$  – угол поворота зубчатого колеса, град

Таким образом, зубья зубчатого венца в процессе эксплуатации нагружаются неравномерно. С целью учета данного явления предлагается в качестве окончательных расчетных эквивалентных крутящих моментов по контактным и изгибным напряжениям принимать соответствующие максимальные значения по функциям зависимости эквивалентных крутящих моментов от угла поворота зубчатого колеса (см. рис. 6).

Результаты расчетов эквивалентных крутящих моментов по предлагаемой (с учетом спектрального состава колебательных процессов) и стандартной (без учета колебательных процессов) методикам представлены в таблице 1. В таблице дополнительно приведены значения расчетных эквивалентных крутящих моментов для случая движения автопоезда МАЗ-643008 по автомагистрали Москва – Брест.

Таблица 1

Расчетные эквивалентные крутящие моменты

Эквивалентный крутящий момент в Н·м при расчетах	Спектральный состав колебательных процессов в трансмиссии			
	учитывается		не учитывается	
	движение по автомагистрали	движение по г. Минску	движение по автомагистрали	движение по г. Минску
На контактную выносливость	525,935	881,277	506,667	840,934
На изгибную выносливость	707,928	1253,993	688,660	1213,649

Присутствие в спектре колебаний крутящего момента, передаваемого зубчатым колесом, колебательных процессов с частотами, кратными частоте вращения зубчатого колеса, обуславливает неравномерность нагружения зубьев зубчатого колеса. При этом чем выше амплитуды данных колебаний, тем выше степень неравномерности нагружения и, соответственно, выше различие между эквивалентными крутящими моментами, рассчитанными по предлагаемой и классической методикам.

Необходимо отметить, что расчетные эквивалентные крутящие моменты, определенные по предлагаемой методике (с учетом спектрального состава колебаний крутящего момента) всегда будут не ниже значений эквивалентных крутящих моментов, рассчитанных без учета колебательных процессов.

Для оценки степени различия (погрешности)  $\gamma$  результатов определения ресурса зубчатых передач при расчетах эквивалентных крутящих моментов на контактную и изгибную выносливость по методикам с учетом и без учета спектрального состава колебательных процессов воспользуемся формулой:

$$\gamma = \frac{L_{БК} - L_{УК}}{L_{УК}}, \quad (2)$$

где  $L_{БК}$  – расчетный ресурс зубчатой передачи автомобиля без учета спектрального состава колебательных процессов в трансмиссии, км;  $L_{УК}$  – расчетный ресурс зубчатой передачи автомобиля с учетом спектрального состава колебательных процессов в трансмиссии, км.

Для получения зависимости погрешности  $\gamma$  от значений эквивалентных крутящих моментов при расчетах на контактную и изгибную выносливость ( $\gamma = f(M_{HЭ})$  и  $\gamma = f(M_{FЭ})$ ) воспользуемся формулами для определения соответствия наработки агрегатов трансмиссии в стендовых условиях при испытаниях на долговечность расчетному пробегу в эксплуатации:

$$L_{БК} = T \cdot L_{БК}^ч \text{ (км)}; \quad (3)$$

$$L_{УК} = T \cdot L_{УК}^ч \text{ (км)}, \quad (4)$$

где  $T$  – ресурс зубчатой передачи в стендовых условиях, ч;  $L_{БК}^ч$  – расчетный ресурс зубчатой передачи автомобиля без учета спектрального состава колебательных процессов в трансмиссии, соответствующий одному часу работы испытательного стенда, км/ч;  $L_{УК}^ч$  – расчетный ресурс зубчатой передачи автомобиля с учетом спектрального состава колебательных процессов в трансмиссии, соответствующий одному часу работы испытательного стенда, км/ч.

Расчетное значение соответствия одного часа испытаний ведущего моста на стенде его пробегу в эксплуатации [10] определяется по формулам:

$$L = \frac{0,377 r_k n_{cm} K_{H\Phi}}{U_0} \text{ (км);} \tag{5}$$

$$L = \frac{0,377 r_k n_{cm} K_{F\Phi}}{U_0} \text{ (км),} \tag{6}$$

где  $r_k$  – динамический радиус качения колеса, м;  $n_{cm}$  – частота вращения входного вала моста на стенде, мин<sup>-1</sup>;  $K_{H\Phi}$  – коэффициент форсирования испытаний при расчетах на контактную выносливость;  $K_{F\Phi}$  – коэффициент форсирования испытаний при расчетах на изгибную выносливость;  $U_0$  – передаточное число ведущего моста.

Коэффициент форсирования испытаний [10] определяется по формулам:

$$K_{H\Phi} = \left( \frac{M_c}{M_{H\Phi}} \right)^3; \tag{7}$$

$$K_{F\Phi} = \left( \frac{M_c}{M_{F\Phi}} \right)^{q_F}, \tag{8}$$

где  $M_c$  – крутящий момент на приводном карданном валу при стендовых испытаниях, Н·м;  $M_{H\Phi}$  – эквивалентный крутящий момент при расчетах на контактную выносливость, Н·м;  $M_{F\Phi}$  – эквивалентный крутящий момент при расчетах на изгибную выносливость, Н·м;  $q_F$  – показатель степени кривой усталости при расчете на изгибную выносливость.

Последовательно подставляя выражения (3) – (8) в формулу (2) получим зависимости погрешности  $\gamma$  от значений эквивалентных крутящих моментов при расчетах на контактную и изгибную выносливость

$$\gamma_H = \left( \frac{M_{H\Phi}^{YK}}{M_{H\Phi}^{BK}} \right)^3 - 1; \tag{9}$$

$$\gamma_F = \left( \frac{M_{F\Phi}^{YK}}{M_{F\Phi}^{BK}} \right)^{q_F} - 1, \tag{10}$$

где  $M_{H\Phi}^{YK}$  – эквивалентный крутящий момент с учетом спектрального состава колебательных процессов в трансмиссии при расчетах на контактную выносливость, Н·м;  $M_{H\Phi}^{BK}$  – эквивалентный крутящий момент без учета спектрального состава колебательных процессов в трансмиссии при расчетах на контактную выносливость, Н·м;  $M_{F\Phi}^{YK}$  – эквивалентный крутящий момент с учетом спектрального состава колебательных процессов в трансмиссии при расчетах на изгибную выносливость, Н·м;  $M_{F\Phi}^{BK}$  – эквивалентный крутящий момент без учета спектрального состава колебательных процессов в трансмиссии при расчетах на изгибную выносливость, Н·м.

По рекомендациям, приведенным в [5, 6], принимаем  $q_F = 6$ . Результаты расчетов погрешностей определения ресурса зубчатых передач при расчетах эквивалентных крутящих моментов на контактную  $\gamma_H$  и изгибную  $\gamma_F$  выносливость по методикам с учетом и без учета спектрального состава колебательных процессов в трансмиссии по формулам (9) и (10) приведены в таблице 2.

Таблица 2

Погрешности оценки долговечностей ведущей шестерни главной передачи заднего моста

Виды погрешностей	Движение по автомагистрали	Движение по г. Минску
Погрешность $\gamma_H$ , %	11,848	15,094
Погрешность $\gamma_F$ , %	18,006	21,678



Таким образом, расчетные значения ресурсов зубчатых передач, определенные с учетом и без учета спектрального состава колебательных процессов в трансмиссии, отличаются на 12...25 % при расчетах на контактную выносливость и на 18...22 % при расчетах на изгибную выносливость. Много это или мало? Если учесть, что ресурс автопоезда МАЗ-643008 до капитального ремонта составляет 800 тыс. км пробега, то, безусловно, много – 96...176 тыс. км со всеми вытекающими отсюда последствиями.

#### Выводы

1. Приведенные результаты теоретических и экспериментальных исследований являются базой для обеспечения расчета ресурса зубчатых передач трансмиссий транспортных средств с учетом спектрального состава колебательных процессов.

2. Предлагаемая методика анализа динамической составляющей нагрузочных режимов трансмиссии позволяет выявить источники ее формирования, оценить ресурс зубчатых передач в процессе расчета с учетом спектрального состава колебаний крутящего момента, передаваемого зубчатой передачей.

3. Полученные результаты выявляют степень влияния колебательных процессов на долговечность зубчатых передач.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория: учебник для вузов / А.И. Гришкевич. – Минск: Выш. шк., 1986. – 208 с.
2. Теория и конструкция автомобиля: учебник для автотранспортных техникумов / В.А. Иларионов [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 416 с.
3. Смирнов, Г.А. Теория движения колесных машин: учебник для студентов машиностроит. спец. вузов / Г.А. Смирнов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин: справочное пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1986. – 400 с.
5. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2. / В.И. Ануриев; под ред. И.Н. Жестковой. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.
6. Кудрявцев, В.Н. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: справочник / В.Н. Кудрявцев, И.С. Кузьмин, А.Л. Филиппенков; под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448 с.
7. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Academia, 2003. – 496 с.
8. Машиностроение: энцикл.: в 40 т. / Д.Н. Решетов [и др.]; под общ. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – Т. IV – 3: Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. – 864 с.
9. Прочность и долговечность автомобиля / Б.В. Гольд [и др.]. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.
10. Мосты ведущие. Методы стендовых испытаний передач: РД 37.001.164-97. – М.: НАМИ, 1997. – 18 с.

Поступила 15.08.2007