

Решение возможно при положительной величине под корнем. В противном случае следует корректировать ее составляющие. Для дальнейших расчетов следует принимать то из решений, которое больше 0,1мм. Если такого решения нет, то следует принять более точную сборочную оснастку или компенсаторы, и повторить расчеты.

**Условия выбора точности оснастки.** Чтобы снизить трудоемкость определения рациональных параметров точности сборочной оснастки, при которых возможно решение уравнения (9), установим взаимосвязь между  $\epsilon_{рк}$  и  $c$ . Для достоверного определения числа тонких компенсаторов, суммарная толщина которых наиболее близка к размеру их местоположения, достаточно ограничить допустимое поле рассеяния последнего величиной ступени компенсации. Тогда максимально допустимое значение  $\epsilon_{рк}$  с учетом рекомендаций [1] и ГОСТ 8.051-81, регламентирующего допустимые погрешности измерений, при допусках контролируемых параметров по 9...12 квалитетам, можно принять  $\epsilon_{рк\max} = 0,2c$  или  $c = 5\epsilon_{рк\max}$ . Подставив последнее выражение в (9), после преобразований получим

$$\epsilon_{рк\max}^2 - \frac{TA_{\Delta} + TK}{12} \cdot \epsilon_{рк\max} + \frac{TK \cdot TA_{\Sigma}}{30} = 0, \quad (11)$$

$$\epsilon_{рк\max 1,2} = \frac{TA_{\Delta} \cdot TK}{12} \pm \sqrt{\left(\frac{TA_{\Delta} + TK}{12}\right)^2 - \frac{TK \cdot TA_{\Delta}}{30}}. \quad (12)$$

Приравняв нулю подкоренное выражение, определим максимальное значение допуска компенсатора, при котором еще возможно решение (12)

$$TK_{\max 1,2} = \frac{72}{30} \cdot TA_{\Sigma} - TA_{\Delta} \pm \sqrt{\left(\frac{72}{30} \cdot TA_{\Sigma} - TA_{\Delta}\right)^2 - TA_{\Delta}^2}. \quad (13)$$

В дальнейшем корректируют  $TA_{\Sigma}$ , добиваясь целого значения  $N$  и соблюдения условия (8) с небольшим запасом точности.

MEDVEDEV O.A., KOVALCHUK P.N. SUBSTANTIATION OF THE INDUSTRIAL EQUIPMENT CHOICE FOR ACHIEVEMENT OF ASSEMBLY MACHINES ACCURACY BY THE METHOD OF MOTIONLESS EQUALISERS REGULATION

The purpose of the given work is the statement of the systematized choice technique of the assembly equipment accuracy parameters used at a method of regulation. This technique founded on the analysis and the decision of assembly design and technological dimensional circuits. Rational indemnification schemes of the making parts expanded admissions and calculation of number and the sizes of equalizers are offered.

УДК 620.004.5

**Драган А.В., Саливончик Ю.Н.**

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НОВЫХ МЕТОДОВ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ

**Введение.** Проблемы обеспечения качества и конкурентоспособности машиностроительной продукции, использующей зубчатые приводы, были и остаются актуальными в современном машиностроении. Это объясняется постоянным повышением производительности и снижением металлоемкости машин, что накладывает дополнительные требования к совершенству зубчатых передач. Кроме того, наряду с качеством изготовления и монтажа, целый ряд общеизвестных специфических особенностей зубчатых передач приводит к росту динамических нагрузок, ухудшению их технического состояния и эксплуатационных характеристик механизмов в целом. Эффективные методы диагностики и мониторинга механических систем, активно развивающиеся в последние годы, способны предоставить ценную информацию о состоянии привода даже в процессе его эксплуатации и спрогнозировать тем самым его работоспособность. Наибольшее распространение получили методы, использующие в качестве исходных данных виброакустические сигналы, несущие

в себе всю необходимую информацию.

Увязка предельных размеров суммарного составляющего звена с полем допуска замыкающего звена конструкторской цепи производится по следующим уравнениям:

$$\text{Для уменьшающего компенсатора} \\ A_{\Sigma\min} = A_{\Delta\text{ср}} - c/2. \quad (14)$$

$$\text{Для увеличивающего компенсатора} \\ A_{\Sigma\max} = A_{\Delta\text{ср}} + c/2. \quad (15)$$

Выполнив указанные корректировки можно обеспечить все условия, необходимые для использования тонких неподвижных компенсаторов.

**Заключение.** Изложенная методика апробирована в ходе выполнения студентами специальности «Технология машиностроения» курсовых и дипломных проектов. В отличие от традиционных методик она позволяет избежать необоснованно высоких требований к точности сборочной оснастки, обоснованно сократить число компенсаторов в комплекте на одно изделие, уменьшить вероятность брака, и сократить себестоимость сборки. Данная методика может быть полезна инженерам-технологам, занимающимся проектированием техпроцессов сборки машин.

### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Палей М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник в 2 ч. ч.2.-СПб.: Политехника, 2001. - 608с.
2. Проектирование технологических процессов сборки машин: Учебник / Под общ. ред. А.А. Жолобова.- Мн.: Новое знание, 2005. - 410с.
3. Технология машиностроения (специальная часть): Учебник для машиностроительных специальностей вузов / А.А. Гусев, Е.Р. Ковальчук, И.М. Колесов и др. - М.: Машиностроение, 1986. - 480с.

*Материал поступил в редакцию 10.10.08*

**Драган Александр Вячеславович**, к.т.н., доцент, зав. кафедрой технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

**Саливончик Юрий Николаевич**, ст. преподаватель кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, г. Брест, ул. Московская, 267.



Рис. 1. Возможности аппаратно-программного комплекса для диагностики зубчатых передач

**Аппаратно-программный комплекс**, созданный в БрГТУ совместно со специалистами БГУ, учитывает современные тенденции развития диагностики. При его разработке, создании и развитии учтены следующие принципы:

- широкий набор измеряемых и анализируемых параметров, т.к. наиболее качественная диагностика может быть проведена при комплексном использовании взаимодополняющих данных о вибрации, акустическом шуме, кинематических характеристиках передач, об изменениях упругих деформаций зубьев в процессе работы передачи, угловых вибрациях выходного вала [1, 2 и др.];
- высокие метрологические возможности (применительно к зубчатым приводам станочной и автотракторной техники - разрядность аналого-цифрового преобразования – не менее 16, динамический диапазон измерений не менее 90 дБ, частотный диапазон 1...32 кГц);
- широкие возможности обработки и анализа приведенных выше видов сигналов, а также дальнейшего развития программной системы.

Возможности разработанного комплекса для диагностики зубчатых передач приведены на схеме (рис. 1).

Апробация новых способов представления виброакустических сигналов производилась как для одной зубчатой пары, так и на многовальных образцах – трехвальном испытательном редукторе, коробках передач Минского завода колесных тягачей в стендовых условиях в ГНУ «Объединенный институт машиностроения» НАН Беларуси и радиально-сверлильного станка 2К52-1 в механических мастерских УО «Брестский государственный технический университет».

Известно, что наибольшее распространение при исследовании колебательных процессов получили методы, основанные на спектральном анализе. При использовании широко распространенного гармонического анализа при рассмотрении спектров, полученных чаще всего с использованием преобразования Фурье, основная частота исследуемого процесса не должна изменяться во времени [3, 4 и др.]. При этом каждая гармоническая составляющая колебательного процесса будет четко видна на спектре и может быть идентифицирована. Однако в реальности для любого зубчатого механизма фазы и амплитуды отдельных спектральных составляющих изменяются во времени, а центральные частоты каждой гармонической составляющей не постоянны. С увеличением степени непостоянства эффективность анализа и

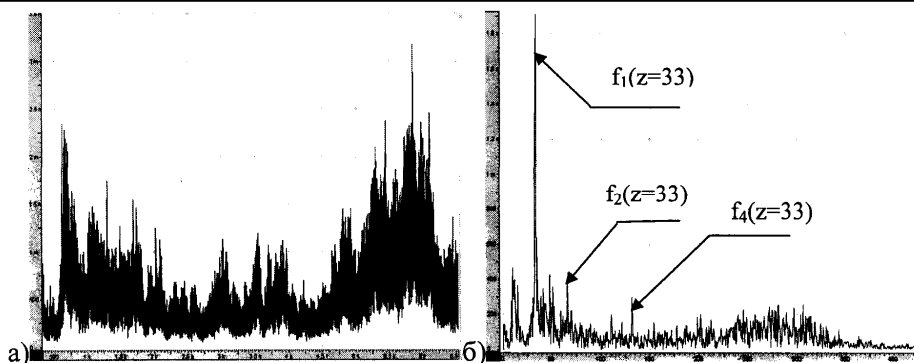


Рис. 2. Спектр виброускорений на корпусе КП МЗКТ при изменении частоты вращения с 1500 мин<sup>-1</sup> до 1200 мин<sup>-1</sup> (а) и полученный из него спектр виброускорений, создаваемых элементами входного вала

результатов диагностики будет снижаться, т.к. спектр не способен отразить в полной мере все эти особенности и, как правило, будет «размытым».

**Метод синхронного накопления.** Отмеченная выше проблема может быть частично решена выделением периодической компоненты исследуемого процесса методом синхронного накопления при использовании датчиков угла поворота и вибрации, что реализовано в программной системе комплекса.

Суть метода заключается в том, что при суммировании реализаций сигналов на  $n$  периодах детерминированной составляющей процесса

$$y(t) = \sum_{k=1}^n [A(t - kT) + z(t - kT)], \quad (1)$$

где  $A(t)$  – периодическая компонента с периодом  $T$ ;

$z(t)$  – случайная компонента с дисперсией  $\bar{z}^2$  амплитуда детерминированной составляющей растет пропорционально  $n$ , следовательно, энергия растет пропорционально  $n^2$ , в то время как дисперсия суммы случайных компонент равна сумме дисперсий  $n \bar{z}^2$ , если время усреднения  $T$  больше интервала корреляции шума [5]. Таким образом, отношение сигнал/помеха на выходе синхронного накопителя равно  $E_{\sigma}/E_{\text{ш}} = n(A^2/\bar{z}^2)$ , что в  $n$  раз превышает то же отношение на входе устройства.

Использование при замере вибраций, шума и динамических нагрузок информации, поступающей с фотоэлектрических датчиков угла поворота, установленных на входном и выходном валах, позволяет на программном уровне реализовать алгоритм синхронного накопления данных. Это обеспечивает возможность не только получать четкие спектры при известной мгновенной частоте вращения ведущего вала, но и «раскладывать» сигнал по спектральным составляющим, характеризующим каждый из валов механизма, что существенно облегчает его диагностику. Так, например, на рисунке 2а представлен спектр виброускорений на корпусе коробки передач производства Минского завода колесных тягачей на 7-й передаче. На этой передаче в работе участвует 3 вала, вращение и крутящий момент передаются посредством 2-х зубчатых зацеплений  $z=33/35$  и  $z=28/34$ . В результате того, что посредством плавного снижения с 1500 мин<sup>-1</sup> до 1200 мин<sup>-1</sup> частоты ведущего вала смоделирована неравномерность вращения, гармоники не имеют выраженный характер, имеется большое число комбинированных и шумовых составляющих, затрудняющих проведение анализа и поиска источников вибрации. Применение алгоритма синхронного накопления благодаря одновременному использованию датчиков угловых перемещений и вибраций позволило получить спектры виброускорений, создаваемых зубчатыми колесами и другими элементами каждого из валов механизма. Кроме того, имеющаяся неравномерность вращения не сказывается на характере спектров, частотная ось имеет размерность в порядковых номерах гармоник, кратных частоте вращения вала. Приведенный в качестве примера спектр виброускорений с входного вала (рисунок 2б) имеет ярко выраженную гармонику с номе-

ром 33, и кратные ей с номерами 66 и 132, источником которых является зацепление шестерни этого вала  $Z=33$  с колесом промежуточного вала.

**Время-частотное представление.** Новой важнейшей функцией, реализованной в программной системе комплекса, является время-частотное представление исследуемых колебательных процессов. Их применение представляет существенный интерес в ходе анализа колебаний при нестационарных режимах работы привода, при наборе скорости вращения или замедлении. В этом случае возможно извлечение информации о порядках гармоник, которые могут содержаться в спектре во время изменения скорости, т.е. в случае, когда центральные частоты гармоник меняются. Поскольку с изменением скорости вращения центральная частота каждой составляющей также изменяется во времени, классическая спектральная характеристика подобного колебательного сигнала становится малоинформативной и практически бесполезной, что иллюстрирует рисунок 2а.

В настоящее время находят применение такие виды распределений, которые могут быть успешно применены при анализе колебаний, создаваемых зубчатыми передачами, как преобразования Габора, Кои-Вильямса, Вигнер-Вилля, Ворн-Джордана, вейвлет-преобразование и др. [3, 4]. Математический аспект для реализации данных видов трехмерных преобразований подробно приведен в [3]. В программной системе комплекса в настоящее время успешно применен алгоритм преобразования Габора, примеры использования которого в ходе проверки функциональных характеристик комплекса приведены ниже.

Преобразование Габора может давать распределение мощности исходного сигнала как функцию одновременно времени и частоты, графически отображаемое на трехмерной спектрограмме. На рисунке 3 показана время-частотная характеристика виброускорений, полученная путем преобразования Габора сигнала вибрации на корпусе КП МЗКТ при изменении частоты вращения ведущего вала с 1500 мин<sup>-1</sup> до 1200 мин<sup>-1</sup>. Горизонтальная ось определяет время, вертикальная ось определяет частоту, а амплитуда определяется цветом, для черно-белой шкалы более светлый тон соответствует максимальной величине.

Так как скорость вращения изменяется незначительно в отдельный промежуток времени, каждая составляющая колебаний хорошо различима. Таким образом, хорошо видно, что светлые линии, соответствующие каждой составляющей, искривляются, как показано на рисунке 3. Они показывают порядок гармоник и соответствуют каждой своему порядковому номеру и источнику, их вызывающему. Кроме того, на данном графике видно, что при уменьшении частоты вращения ведущего вала в области частот около 1500 Гц произошло резкое увеличение амплитуд зубцовых составляющих (более 5 раз), что может объясняться наличием резонанса, что следует учитывать при назначении режимов работы механизма.

Нестационарность колебательного процесса возможна и при постоянной частоте вращения ведущего вала. В этом случае она может обуславливаться целым рядом причин, приводящих к возникновению амплитудных и частотных модуляций на частотах пересопря-

жения зубьев зубчатых колес и кратных им, а также характерных вынужденных частот подшипников качения. Их причинами могут быть такие погрешности изготовления и эксплуатационные дефекты, как задиры на рабочих поверхностях, нарушение режима смазки, трещины зубьев, неравномерность шага, эксцентриситет колеса, дефекты на обоямах подшипников качения и др. [6].

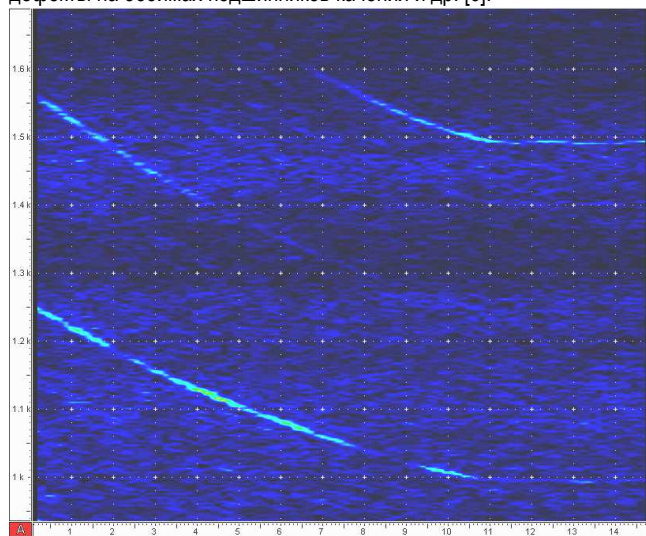


Рис. 3. Время-частотное представление вибрационного сигнала на корпусе КП МЗКТ при плавном снижении частоты вращения с 1500 до 1200 мин<sup>-1</sup>

На рисунке 4 представлен спектр и время-частотное представление сигнала виброускорений на корпусе трехвального испытательного редуктора в стендовых условиях в ГНУ «Объединенный институт машиностроения». Время-частотная характеристика, полученная посредством преобразования Габора, свидетельствует о нестационарности процесса, проявляющейся в виде колебаний частоты пересопряжения зубьев и амплитуды колебаний на этих частотах. Спектр виброускорений, фрагмент которого в тех же частотных координатах представлен в левой части рисунка, явно перегружен комбинированными частотами и создает эффект наличия отдельных значимых гармонических составляющих в достаточно широкой полосе частот, что затрудняет анализ и даже, при большом числе источников вибраций, делает его невозможным.

Применение время-частотного представления виброакустических сигналов позволило зафиксировать и другие формы проявления нестационарности сигналов, характерных для работы зубчатых передач, представленные на рисунке 5. Так на рисунке 5а основная зубцовая частота практически неизменна, а амплитуда колебаний

изменяется в довольно широких пределах, что достаточно сложно зафиксировать на спектре вибраций и может быть вызвано непостоянством нагрузки привода. Еще одно проявление нестационарности колебательного процесса, которое может быть подвергнуто анализу посредством преобразования Габора, представлено на рисунке 5б. Оно может свидетельствовать о наличии биений, проявляющихся с определенной частотой и являющихся чаще всего свидетельством местного дефекта. Информативность спектров данного сигнала значительно ниже и поэтому для целей диагностики их использование менее эффективно.

**Заключение.** Реализованные в программной системе аппаратно-программного комплекса и апробированные в ходе экспериментов алгоритмы синхронного накопления и трехмерного представления виброакустических сигналов при анализе нестационарных процессов при работе зубчатых передач в реальных условиях процессов показали их явные преимущества по сравнению с практикуемыми классическими методами. Дальнейшее развитие и широкое применение новых методов обработки виброакустических сигналов позволит расширить возможности виброакустической диагностики и мониторинга технического состояния различных приводов, содержащих зубчатые передачи.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Исследовать проявление ударных процессов, возникающих при работе зубчатой передачи, в кинематической погрешности: Отчет по НИР №ГБ01/220. – Этап 2.1 / Брестский государственный технический университет; Руководитель работы А.В.Драган; № госрегистрации 20012621. – Брест, 2002. - 18 с.
2. Alexander V.Dragan, Andrew S. Scorohodov, Vera S. Alexandrova Kinematic Criteria of Smoothness of Work of Cylindrical Gear Wheels // Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, Tianjin university, 1–4 april 2004 / Edited by Tian Huang. – Tianjin (China), 2004. – Vol. 2. – P. 773-776.
3. Phong Dien Nguyen Beitrag zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben mittels Zeit-Frequenz-Analyse / Dissertation. – TU Chemnitz, 2002.
4. Klein U. Merkmalbestimmung an Zahnradgetrieben mittels Wavelet-Transformation und Koeffizientenanalyse. VDI Berichte Nr. 1466. – Düsseldorf: VDI-Verlag, 1999, S. 461-475.
5. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.5 Измерения и испытания. – Под ред. М.Д.Генкина, 1981. – 496с.
6. Балицкий Ф.Я., Иванова М.А., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. – М.: Наука, 1984. – 119с.

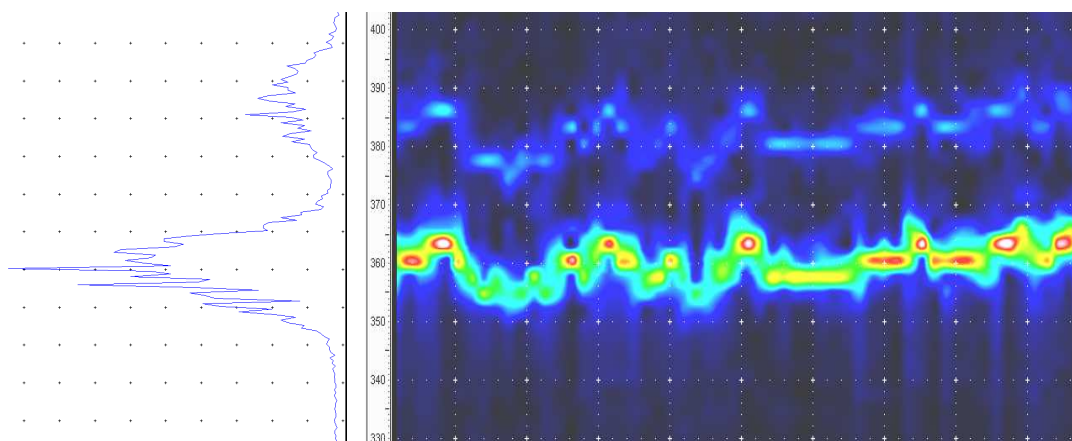


Рис. 4. Спектр время-частотное представление виброускорений на корпусе редуктора на стенде ГНУ «Объединенный институт машиностроения» при  $n=250$  мин<sup>-1</sup>

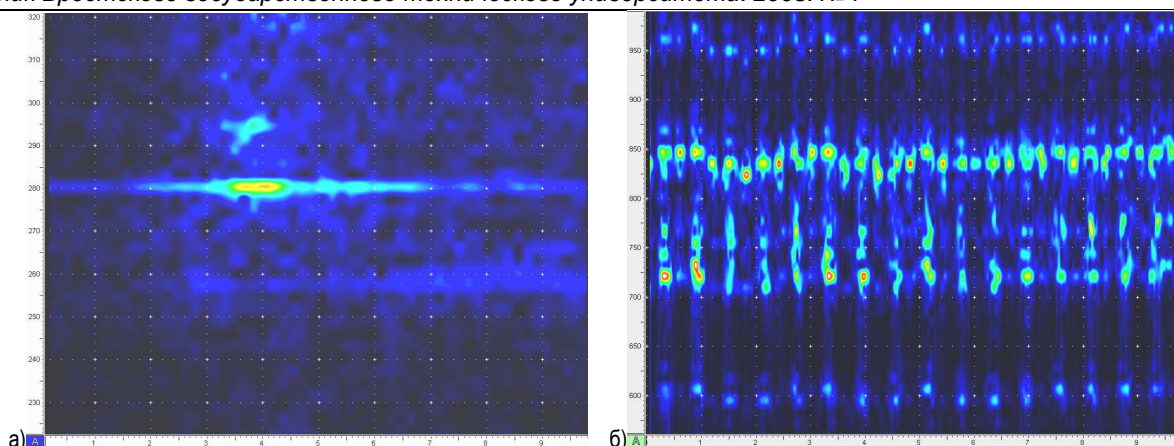


Рис. 5. Фрагменты время-частотного представления виброускорений а) на корпусе КП радиально-сверлильного станке 2К52-1; б) на корпусе редуктора на стенде при  $n=100\text{мин}^{-1}$

Материал поступил в редакцию 24.09.08

DRAGAN A.V., SALIVONCHIK J.N. USING OF NEW METHODS OF OSCILLATORY PROCESSES REPRESENTATION AT RESEARCH OF GEAR DRIVES

In article results of researches of vibratory and acoustical processes during work of countershaft gear drives with use of the modern hardware-software complex are brought.

Possibilities of the methods of presentation of vibration processes realized in the programmatic system of complex are shown – synchronous accumulation and time-frequency presentation with the use of Gabor transformation and their advantage in comparison to the most widespread methods of analysis of vibratory and acoustical characteristics of gearings.

УДК 621.833.24

**Антонюк В.Е., Ишин Н.Н., Скороходов А.С., Новик И.И.**

## ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ, ПРОБЛЕМА ИХ ШУМА, ЗУБОШЛИФОВАНИЯ И МОДИФИКАЦИИ

**Введение.** Снижение шума зубчатых передач автотракторной техники в настоящее время является одной из наиболее актуальных задач в связи с ужесточением и нормированием требований к уровню шума автомобилей и тракторов.

По традиционной технологии до последнего десятилетия практически все зубчатые колеса грузовых и легковых автомобилей, тракторов и сельхозмашин стран СНГ изготавливались без зубошлифования. Требуемая точность зубчатых колес при этом регламентировалась отраслевыми стандартами, которые, с одной стороны, обеспечивали выполнение главного условия по требуемым ресурсам долговечности, с другой стороны, позволяли изготавливать зубчатые колеса на отечественном оборудовании и с использованием отечественных инструментов. Требования к шуму зубчатых передач специальными стандартами не регламентировались, но в случае возникновения необходимости обеспечения лучших показателей по уровню шума, локально применялись такие специфические операции, как зубопритирка, спаривание шеверов, подбор пар по уровню шума, отбор пар с пониженным уровнем шума и т.д., однако зубошлифование не применялось.

Отсутствие зубошлифования в традиционной технологии изготовления зубчатых колес отечественных автомобилей и тракторов можно объяснить следующими причинами:

- зубошлифование является относительно дорогостоящей операцией;
- возможности зубошлифования в обеспечении точности зубчатых колес до 5-6 степени точности существенно превышают требо-

вания к точности зубчатых колес автомобилей и тракторов, для которых достаточными являются 7- 8 степени точности;

- зубошлифование удаляет часть самого прочного цементационного слоя на поверхности зубьев, и создается опасность возникновения шлифовочных прижогов, что существенно снижает долговечность зубчатой передачи.

Сложившаяся в автотракторостроении практика применения для тяжело нагруженных зубчатых передач цементируемых и нитроцементируемых марок сталей основана на условии необходимости создания высокопрочного поверхностного слоя и вязкой сердцевины зубьев, что в итоге обеспечивает их высокую контактную и изгибную прочность. Поэтому применение процесса зубошлифования для зубчатых колес автомобилей и тракторов требует дополнительного изучения влияния на долговечность зубчатых передач уменьшения глубины цементационного слоя, определения допустимой величины снятия цементационного слоя, назначения допуска колебания глубины оставшегося цементационного слоя в пределах одного зубчатого колеса, определение влияния и допустимых видов и величины прижогов после зубошлифования.

Все известные методики расчета долговечности и прочности зубчатых передач автомобилей и тракторов базируются на предположении, что после цементации и нитроцементации в дальнейших операциях техпроцесса не происходит изменений глубины и свойств цементационного слоя.

Таким образом, до введения в техпроцессы изготовления рассматриваемой группы зубчатых колес зубошлифования должны

**Антонюк Владимир Евгеньевич**, д.т.н., ведущий научный сотрудник ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси».

**Ишин Николай Николаевич**, к.т.н., доцент, зав. отделом ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси».

**Скороходов Андрей Станиславович**, к.т.н., старший научный сотрудник ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси». Беларусь, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.

**Новик Игорь Иванович**, начальник КБ РУП «Минский завод колесных тягачей».

Беларусь, 220021, г. Минск, пр-т Партизанский, 150.