

Подставив (7) и (8) в (1), получим

$$\begin{pmatrix} c_1 - I_1 p^2 & -c_1 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_3 R_2^2 - I_2 p^2 & c_3 R_2 R_3 & 0 \\ 0 & c_3 R_2 R_3 & c_4 + c_3 R_3^2 - I_3 p^2 & -c_4 \\ 0 & 0 & -c_4 & c_4 - I_4 p^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_1 \\ 0 \\ 0 \\ -M_4 \end{pmatrix} \quad (15)$$

$$B_1 = \begin{vmatrix} M_1 & -c_1 & 0 & 0 \\ 0 & c_1 + c_3 R_2^2 - I_2 p^2 & c_3 R_2 R_3 & 0 \\ 0 & c_3 R_2 R_3 & c_4 + c_3 R_3^2 - I_3 p^2 & -c_4 \\ -M_4 & 0 & -c_4 & c_4 - I_4 p^2 \end{vmatrix};$$

$$B_2 = \begin{vmatrix} c_1 - I_1 p^2 & -c_1 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_3 R_2^2 - I_2 p^2 & c_3 R_2 R_3 & 0 \\ 0 & c_3 R_2 R_3 & c_4 + c_3 R_3^2 - I_3 p^2 & -c_4 \\ 0 & 0 & -c_4 & c_4 - I_4 p^2 \end{vmatrix};$$

$$B_3 = \begin{vmatrix} c_1 - I_1 p^2 & M_1 & 0 & 0 \\ -c_1 & 0 & c_3 R_2 R_3 & 0 \\ 0 & 0 & c_4 + c_3 R_3^2 - I_3 p^2 & -c_4 \\ 0 & -M_4 & -c_4 & c_4 - I_4 p^2 \end{vmatrix};$$

$$B_4 = \begin{vmatrix} c_1 - I_1 p^2 & -c_1 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_3 R_2^2 - I_2 p^2 & c_3 R_2 R_3 & 0 \\ 0 & c_3 R_2 R_3 & c_4 + c_3 R_3^2 - I_3 p^2 & -c_4 \\ 0 & 0 & -c_4 & c_4 - I_4 p^2 \end{vmatrix};$$

$$B_4 = \begin{vmatrix} c_1 - I_1 p^2 & -c_1 & 0 & M_1 \\ -c_1 & c_1 + c_3 R_2^2 - I_2 p^2 & c_3 R_2 R_3 & 0 \\ 0 & c_3 R_2 R_3 & c_4 + c_3 R_3^2 - I_3 p^2 & 0 \\ 0 & 0 & -c_4 & -M_4 \end{vmatrix} \quad (16)$$

В результате решения устанавливают функции амплитуды вынужденных колебаний  $B_1, B_2, B_3, B_4$  от частоты возмущения  $p$  и строят соответствующие АЧХ.

**Выводы.** Данная динамическая модель позволяет исследовать колебательные процессы в цилиндрической эвольвентной прямозубой передаче.

**Список литературы:** 1. *Абрамов Б.М.* Колебания прямозубых зубчатых колёс. – Харьков: ХГУ, 1968. – 175с. 2. *Петрусевич А.И.* Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колёсами. – М.: АН СССР, 1956. – 134с. 3. *Кириченко А.Ф., Воронцова Д.В., Бережной В.А.* Геометро-кинематическая модель динамики прямозубых эвольвентных передач с учётом модификации зубьев // Вестник науки и техники: Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", ТОВ "Харьковский дом науки и техники" – Харьков: ТОВ "ХДНТ", 2006. – Вып.1-2(24-25). – С.11-17. 4. *Бережной В.А.* О выборе расчётной динамической модели для эвольвентных цилиндрических прямозубых передач // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – Вип.27. – С.44-48.

Поступила в редколлегию 30.04.12

УДК 621. 833

**М. БОШАНСКИ**, к.т.н., проф., институт транспортной техники и инженерного проектирования факультета машиностроения Словацкого технического университета, Братислава, Словакия;  
**А. ВАНЯ**, к.т.н., институт транспортной техники и инженерного проектирования факультета машиностроения Словацкого технического университета;  
**М. ГУДАКОВА**, к.т.н., доц., институт материаловедения факультета наук о материалах и технологии Словацкого технического университета;  
**В. МАЛЫ**, к.т.н., кафедра проектирования машин технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре, Словакия

### ТВЕРДЫЕ ПОКРЫТИЯ КАК ВОЗМОЖНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ВЫПУКЛО-ВОГНУТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ, ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ С БИО-МАСЛЯНОЙ СМАЗКОЙ

Повышение нагрузочной способности и срока службы зубчатых передач является проблемой, решение которой в настоящее время значительно определяют вопросы, связанные не только с требованиями использовать новые технологии и материалы и повышать их эффективность, но и с нагрузкой на окружающую среду. В статье рассматриваются возможности применения тонких твердых покрытий в зубчатых передачах, работающих во взаимодействии с органическими смазками. Статья в основном направлена на возможности использовать покрытия материалов, подходящих для производства зубчатых колес, и на обоснование результатов scratch-тестов пленок, нанесенных на выбранные материалы 12061, 14220, 15340 и 19091.

Підвищення навантажувальної здатності і терміну служби зубчастих передач є проблемою, рішення якої в наш час значно визначають питання пов'язані не тільки з вимогами використовувати нові технології і матеріали та підвищувати їхню ефективність, але і з навантаженням на середовище. В статті розглядаються можливості використання тонких твердих покриттів в зубчастих передачах, що працюють у взаємодії з органічними мастилами. Стаття у основному направлена на можливості використання покриттів матеріалів, що підходять для виробництва зубчастих коліс, та на обговорення результатів scratch тестів плівок, що нанесені на обрані матеріали 12061, 14220, 15340 та 19091.

The increase in loading ability and life expectancy of gears is a problem which decision considerably is defined now by the questions linked not only with requirements to use new techniques and materials and to raise their efficiency, but also with a load on environment. In a paper possibilities of application of thin firm coverages in the gears working in interaction with organic lubricants are considered. The paper basically is directed on possibility to use a coverage of the materials approaching for manufacture of tooth gears, and for discussion of scratch-tests results of slicks, plotted on the selected materials 12061, 14220, 15340 and 19091.

**Введение.** Повышение нагрузочной способности и срока службы зубчатых передач является проблемой, решение которой в настоящее время в значительной мере определяют вопросы, связанные с требованиями использования новых технологий и материалов, повышения производительности одного килограмма и нагрузкой на окружающую среду. Это особенно касается решения проблемы повышения контактной нагрузочной способности и улучшения трибологических характеристик зубчатых передач (трение, износ и смазка), причем также рассматривается влияние их работы на окружающую среду. Одним из эффективных способов решения этих проблем оказывается применение тонких покрытий на поверхность стороны зуба. Благодаря своим свойствам, как например высокая твердость, отличное сцепление, химическая устойчивость и т.п., эти покрытия, называемые также тонкие пленки, могут значительно повысить производительность зубчатых передач. Покрытия можно подготовить как однослойные так и многослойные, с более или менее четкими предельными переходами между отдельными слоями (слой с градиентом). В настоящее время они уже широко применяются в различных отраслях промышленности, и, следовательно, это лишь вопрос времени, когда они найдут применение и в зубчатых передачах.

Предлагаемая статья является частью проекта VEGA 1/0189/09 и VEGA 1/0277/12, которые направлены на изучение влияния отдельных геометрических и структурных параметров и характеристик материалов зубчатых передач с целью достичь оптимальных прочности и трибологических характеристик. Составной частью решения является анализ возможности использования тонких пленок (покрытий) в зубчатых передачах, смазываемых органической смазкой, и на основании приобретенных результатов выбрать такие типы покрытия и материала зубчатого колеса, посредством которых можно будет достичь повышения контактного сопротивления и улучшения трибологических характеристик зубчатых передач, работающих во взаимодействии с органической смазкой.

**Материалы и методы.** В настоящее время тонкие слои довольно часто применяются в машиностроении и электротехнике. Но используемые покрытия обычно нельзя применять в зубчатых передачах из-за особенностей их эксплуатации (высокая окружная скорость, высокое контактное давление и напряжение сдвига, высокая температура в контакте зубьев, высокие удельные скольжения на головке и ножке зуба, использование органических смазочных материалов и др.).

Из этого вытекает, что эксплуатационные характеристики могут существенно повлиять на выбор конкретного покрытия, следует рассматривать их отличную адгезию на материал, который пригодный для производства зубчатых колес, а также технологию осаждения этих покрытий. В систему зуб-

пленка-органическая смазка существенно входит и вид используемой передачи. Органические смазки требуют в связи со своими свойствами (низкая температурная стабильность смазывающих свойств, низкая вязкость) меньших контактных давлений и температуры, а также небольших удельных скольжений при работе зубчатых передач. В Институте транспортной техники и инженерного проектирования в рамках грантового проекта мы научно изучаем и

рассматриваем применение тонких покрытий в передачах, работающих во взаимодействии с органическим смазочным материалом. Из результатов решения вытекает, что в выпукло-вогнутых зубчатых передачах по сравнению с эвольвентными контактные давления значительно меньше, а также небольшие удельные скольжения. Кратко приведем основную разницу между эвольвентным и выпукло-вогнутым зацеплением.

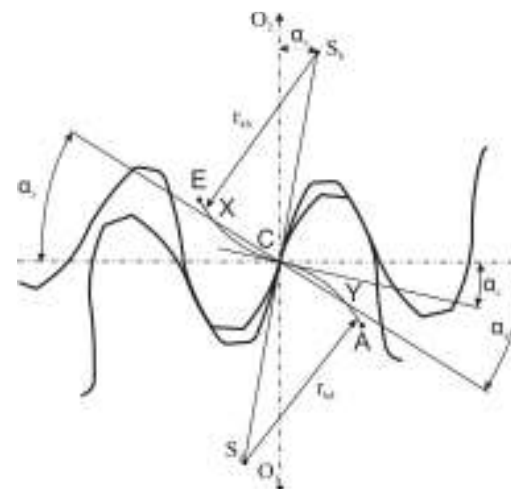


Рисунок 1 – Симметричное К-К зацепление

У выпукло-вогнутого (К-К) зацепления (рисунок 1) в отличие от эвольвентного зацепления линия зацепления состоит

из двух симметричных или асимметричных кривых с точкой перегиба  $C$ , центр радиуса кривизны верхней  $S_1$  и нижней линии  $S_2$  линии зацепления не лежит на межцентровой линии передачи.

Основными геометрическими параметрами, которые определяют К-К зацепление, являются [11]:

- нормальный модуль:  $M_n$ ,
- число зубцов шестерни и колеса:  $z_1, z_2$ ,
- радиус кривизны верхней и нижней части линии зацепления:  $R_{kh,d}$ ,
- угол линии зацепления в точке  $C$ :  $\alpha_c$ ,
- межцентровое расстояние:  $a$ ,
- коэффициент высоты зуба:  $x_a^*=1$ ,
- коэффициент высоты закругления:  $c_a^*=0,25$ ,
- коэффициент скругления исходного контура:  $\rho_f^*=0,38$ .

Как известно, величина составляющей окружной скорости в тангенциальном направлении влияет на размер скольжения в зацеплении. С помощью правильного выбора геометрии зубьев можно повлиять на эту составляющую и таким способом снизить величину чрезмерного проскальзывания и одновременно уменьшить размер износа. Расчет величины тангенциальной скорости К-К передачи является более сложным [7] (изменение положения и ориентации компонентов окружной скорости), учитывая изогнутую форму линии

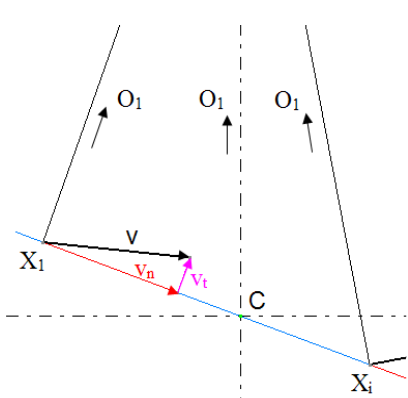


Рисунок 2 – Распределение окружной скорости эвольвентного зацепления [7]

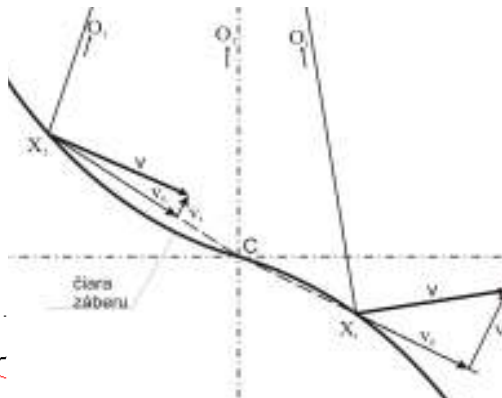


Рисунок 3 – Распределение окружной скорости в К-К зацеплении [7]

зацепления по сравнению с эвольвентным. Составляющие нормальных и тангенциальных компонентов окружной скорости в эвольвентной передаче показан на рисунке 2, в К-К зацеплении составляющие окружной скорости (рисунок 3) не могут быть четко определены в связи с изогнутой линией зацепления. Определение размера тангенциальных составляющих К-К передачи подробно описано в [7], где теоретически рассчитаны величины скольжения в К-К зацеплении. Сравнение с эвольвентным зацеплением показано на рисунке 4. С точки зрения размера контактного давления играет важную роль размер радиусов кривизны профилей зубов, в эвольвентном зацеплении это касается двух выпуклых поверхностей, но в случае К-К зацепления контакт происходит между выпуклым и вогнутым профилем. Конкретное значение контактного давления обычно выражается следующим соотношением:

$$\sigma_{HX} = \sqrt{\frac{F_{bnX} \sum k_x}{\pi \cdot b} \cdot \frac{1}{\left( \frac{1 - \frac{1}{\mu_1^2}}{E_1} + \frac{1 - \frac{1}{\mu_2^2}}{E_2} \right)}}, \quad (1)$$

где  $\sum k_x$  есть сумма кривизн прикасающихся кривых сторон зубов в рассматриваемой точке:

$$\sum k_x = \frac{1}{\rho_{x1}} + \frac{1}{\rho_{x2}}. \quad (2)$$

В случае К-К зацепления величина  $\rho_{x2}$  отрицательная, что пропорционально влияет на размер контактных давлений в зубчатом зацеплении. Рисунок 4 также показывает, что в случае К-К передач, особенно в начале и в конце зацепления, получены меньшие значения скольжений, чем в случае эвольвентного зацепления. Из приведенного ясно, что с точки зрения контактных давлений и

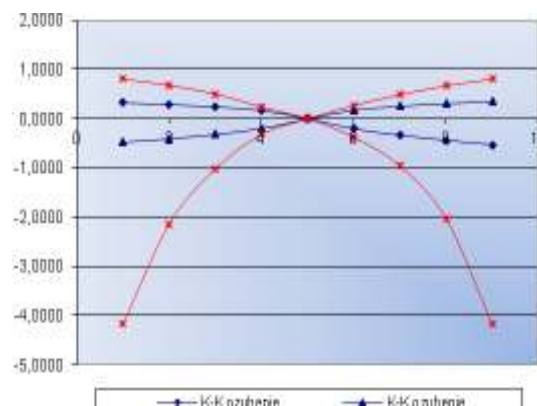


Рисунок 4 – Величина скольжения в К-К и эвольвентном зацеплении [2, 4] ( $m=4\text{mm}$ ,  $z_1=16$ ,  $z_2=24$ ,  $r_{a1}=r_{a2}=8\text{mm}$ ,  $\alpha_c=20^\circ$ )

относительных скольжений К-К зацепление по сравнению с эвольвентным более подходит для применения тонких твердых покрытий.

**Возможности применения покрытий в зубчатых передачах.** Общим недостатком PVD покрытий является их адгезия на основном материале. Основная причина в том, что эти покрытия значительно отличаются от стали по физико-механическим свойствам. В случае применения процесса PVD в связи

с низкой аппликационной температурой практически ликвидирована диффузия элементов замещения, и поэтому нет достаточной диффузии между покрытием и основным материалом из стали. По этой причине, большинство экспериментальных работ по применению тонких покрытий сосредоточено на двух основных направлениях. Первое заключается в создании покрытий, у которых такие свойства, как твердость, модуль упругости и т.д. были бы насколько возможно похожи на материал тонких слоев. Во втором случае главной тенденцией является исследование возможности настройки свойств стальной подложки (твердость, стойкость к пластической деформации) таким способом, чтобы при нагрузке не произошло нарушение хрупкого покрытия, имеющего ограниченную способность к пластической деформации. Поэтому появились попытки, направленные на интеграцию преимуществ повышения твердости стальных субстратов плазменной нитридацией с последующей PVD пленкой, которые осуществляются в одном устройстве.

Под термином покрытие или слой можно представить любое вещество, которое возникает нанесением слоев на поверхности основного материала (подложки). Основным материалом значительно определяет конечные свойства данной системы, свойства которой (прочность, жесткость, геометрия) отражаются на нагрузке, и только в случае зубчатых зацеплений основной материал тоже становится одним из параметров, ограничивающих использование покрытий. Известны многие методы и техники осаждения тонких твердых покрытий, но из-за более низкого теплового влияния материала зубчатого колеса наиболее выгодным является PVD метод (физическое осаждение паров), где температура осаждения до  $500^\circ\text{C}$ .

Кранц [4], который, как и другие авторы [1-3, 5, 6, 8], рассматривает вопросы использования покрытий в передачах, приводит, что покрытия дают возможность подготовить поверхности с повышенным сроком усталости механических частей. Испытания на усталость, выполненные в NASA Glenn

Research Center, показали, что долговечность зубчатых колес с покрытием в 5 раз больше по сравнению с передачами без покрытия.

Повышение стойкости к абразивному износу и питтингу описывает и Михалчевски [6], который также занимается заменой широко используемых масел с присадками органическими маслами и исследованием их взаимодействия с поверхностью покрытия, нанесенного на зубья колеса. Полученные результаты указывают, среди прочего, что в условиях очень высокого напряжения DLC покрытие может взять на себя роль AW и EP присадки. Таким способом можно свести к минимуму применение токсичных добавок к смазке и достичь т.н. "чистую смазку". При этом колеса с аморфным C:H:W покрытием, смазываемые экологическим маслом, показывали на 20°C меньшую температуру масла в процессе эксплуатации, а также на 20% меньший коэффициент трения по сравнению со зубчатыми колесами без покрытия, которые смазывались высокопроизводительным трансмиссионным маслом GL-5.

В Институте транспортной техники и инженерного проектирования мы тоже сделали эксперименты [2] на измененном испытательном стенде FZG с TiN и MoS2 покрытием выпукло-вогнутой передачи, смазываемой экологической смазкой. Результаты показали увеличение поверхностного сопротивления колес с твердым покрытием TiN. В случае мягкого покрытия MoS2 увеличение передаваемой мощности не произошло. Эти результаты продемонстрировали возможности применения многослойных покрытий, которые дают возможность получить требуемую твердость поверхности колеса, и также хорошие смазывающие свойства.

Мао [5] в своей научно-исследовательской работе уделяет внимание сравнению износа эвольвентных передач без покрытия зубьев с зубьями с покрытием. Также целью его работы является изучение потенциальных возможностей покрытия с очень высокой твердостью и хорошими трибологическими свойствами. Общее снижение износа колес с покрытием дуплекс было приблизительно в 55 раз лучше, чем у необработанного колеса. Несмотря на то, что высокопроизводительные материалы колес и специальные покрытия, примененные в эксперименте, в настоящее время относительно дорогие, указывается, что срок службы зубчатых передач, работающих в среде конечного и смешанного трения может быть значительно большим.

**Эксперимент.** Эксперименты с покрытием зубьев передач до сих пор в мире были сделаны из материалов, которые очень мало используются в производстве зубчатых колес. Таким образом, в рамках решения грантовых проектов, мы обратили наше внимание на отдельные материалы, которые часто применяются для производства передач – см. таблицу, в которой представлены прикладные покрытия.

Таблица – Экспериментальные стали и виды нанесенных покрытий

| Стали               |      | покрытия |       |                             |   |
|---------------------|------|----------|-------|-----------------------------|---|
| C60E (12061)        | TiCN | CrN      | DLCII | Много-<br>слойная<br>Cr/CrN | Дуплексная об-<br>работка (плаз-<br>менные азотиرو-<br>вания + CrN) |
| 16MnCr5 (14 220)    |      |          |       |                             |   |
| 41 CrAlMo7 (15 340) |      |          |       |                             |   |
| HCM18 (19 091)      |      |          |       |                             |   |

Основной тест на выбранных материалах покрытия осуществлялся с помощью царапинного углубления на scratch тестере CSEM REVETEST. Режимом измерения была переменная нормальная сила, нарастающая с постоянной скоростью под постоянной скоростью индентора образца. Стандартный Rockwell алмазный индентор был закруглен на 0,2мм. Величина нормальной силы был от 1 до 100Н. Во время измерений была зарегистрирована зависимость акустической эмиссии (АЭ) от размера переменной нормальной силы  $F_n$  и коэффициента трения. Эти результаты представлены на рисунке 5.

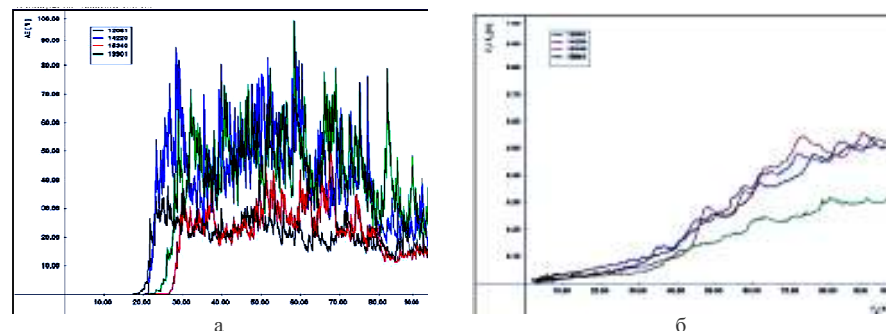


Рисунок 5 – Зависимость акустической эмиссии с  $F_n$  (а) и коэффициента трения (б) на образцах с покрытием TiCN субстратов 12061, 14220, 15340 и 19091

На рисунке 5 показано, что наибольшее сопротивление в условиях акустического излучения появляется на образце стали 15 340, как с точки зрения размера акустической эмиссии, так и с точки зрения критической нормальной силы. Изменение коэффициента трения сопоставимо, только на образце стали 19 091 меньшее нарастание в связи с меньшим проникновением индентора в глубину из-за большей жесткостью самого субстрата. Рисунок 6 иллюстрирует нарушение поверхности субстрата с CrN покрытием, где критическая нормальная сила для всех исследованных образцов примерно одинаковая и является самой большой для всех исследуемых покрытий.

На рисунке 7 приведены результаты эксперимента с DLC II покрытием, где критическая нормальная сила составляет около 15Н. Кривые для коэффициента трения незначительно возрастают у образцов стали 12061, 14220 и 15340, но при силе 100Н достигают сбалансированных значений. Графическое представление результатов для сэндвичного слоя Cr/CrN показано на рисунке 8.

Из рисунка 8 вытекает, что процесс акустической эмиссии показывает гладкие хрупкие разрушения на образцах стали 14220 и 15340, начиная с малых нормальных сил, что, вероятно, есть признаком влияния основного материала. С точки зрения коэффициента трения (рисунок 8,б), дольше всего выдерживает проникновению в большую глубину поверхность стали 14220.

Для субстрата, который обработан азотированием и последовательно PVD методом CrN покрытия, результаты показаны на рисунке 9. Изменение сигнала акустической эмиссии снова показывает хрупкое разрушение субстрата 14220 и 15340. Изменение коэффициента трения (рисунок 9,б) подтверждает самое вы-

сокое сопротивление субстрата 15 340 среди всех исследованных образцов.

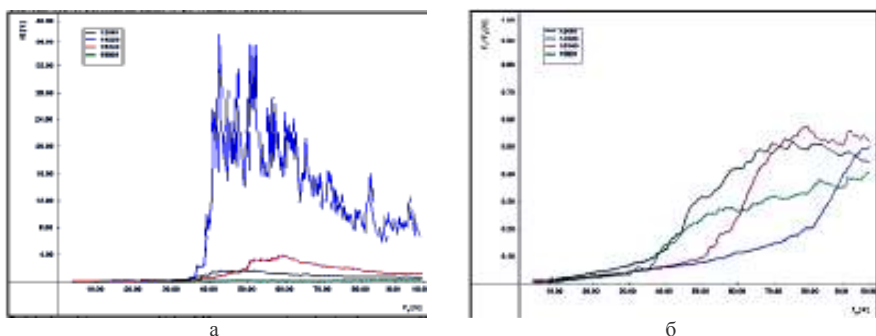


Рисунок 6 – Зависимость акустической эмиссии с  $F_n$  (а) и коэффициент трения (б) в образцах с покрытием CrN субстратов 12061, 14220, 15340 и 19091

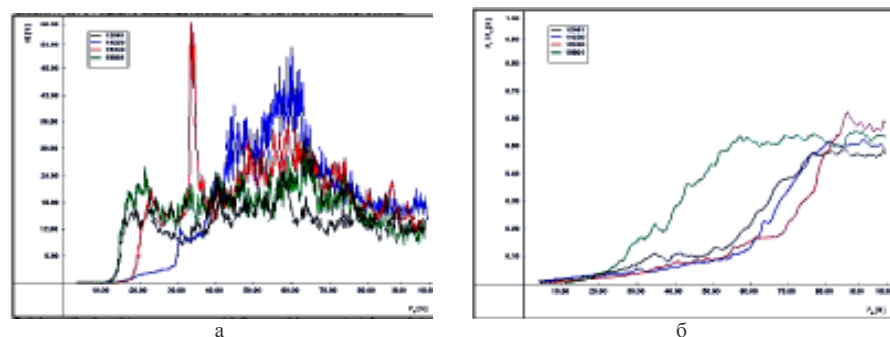


Рисунок 7 – Зависимость акустической эмиссии с  $F_n$  (а) и коэффициент трения (б) в образцах с покрытием DLCII субстратов 12061, 14220, 15340 и 19091

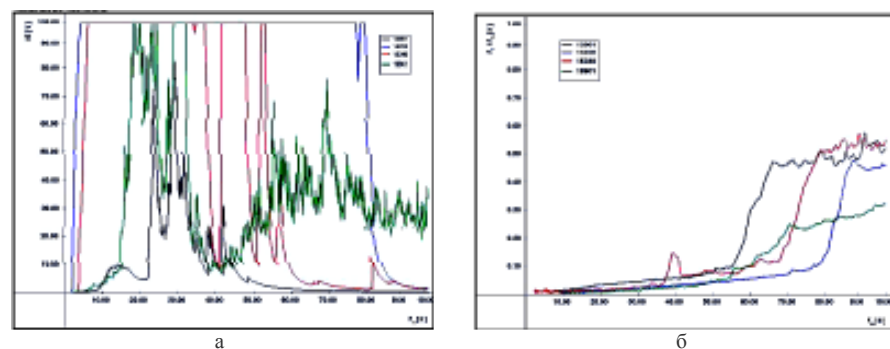


Рисунок 8 – Зависимость акустической эмиссии с  $F_n$  (а) и коэффициент трения (б) для образцов с покрытием Cr/CrN субстратов 12061, 14220, 15340 и 19091

**Заключение.** Исходя из рисунков 5-9, можно констатировать, что с точки зрения критической нормальной силы самым подходящим из всех приве-

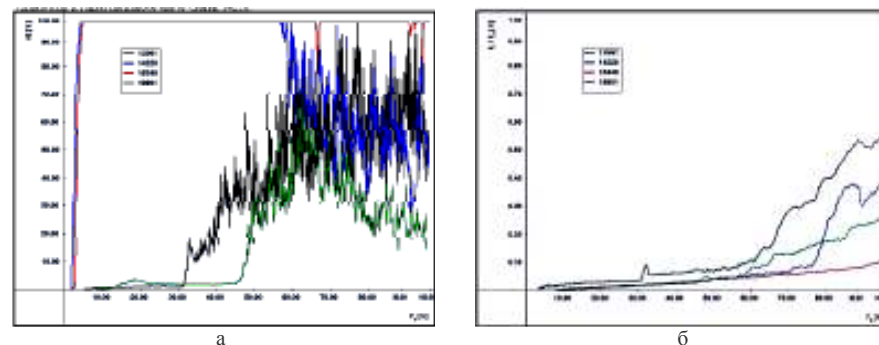


Рисунок 9 – Зависимость акустической эмиссии с  $F_n$  (а) и коэффициент трения (б) в субстрате, который обработан азотированием и последовательно PVD методом создал на субстрате CrN покрытие субстратов 12061, 14220, 15340 и 19091

денных слоев является CrN покрытие на субстратах 12 061, 15340 и 19091, так как сигнал их акустической эмиссии показывает наименьшие трещины слоя в основных материалах. Это может быть связано со способностью покрытия к деформации вместе с основным материалом (субстратом). Самый низкий коэффициент трения был достигнут в субстратах, которые обработаны азотированием, а затем PVD методом было создано покрытие на субстрате CrN. Приведенные начальные эксперименты необходимо расширить наблюдениями разрушений поверхностей и микроструктуры покрытий сканирующим электронным микроскопом, наноиндентированием, измерением микротвердости и т.д. Определение наиболее подходящего покрытия для конкретных испытанных материалов и смазки необходимо подтвердить FZG тестом, или с точки зрения заедания, или срока службы без питтинга.

**Список литературы:** 1. Benda, I. - Rusnák, J. - Kadnár, M. - Šumichrast, J.: Comparison of measurement methodology possibilities for bio-decomposable oils tests. In: New trends in design and technical documentation creation 2006. Proceedings of scientific publications, pp. 9-12. ISBN 80-8069-701-9. 2. Fedák, M.: Povlaky ako možnosť zvýšenia únosnosti ozubených kolies. – Dizertačná práca, Slovenská technická univerzita v Bratislave – Strojnícka fakulta, 2008, 82s. 3. Kadnár, M. - Rusnák, J.: Ecological oils applied in sliding journals. Monograph. Faculty of Engineering, Slovak University of Agriculture in Nitra, 2008, 87p. ISBN 978-80-8069-998-7. 4. Krantz, T., L., et al.: Increased Surface Fatigue Lives of Spur Gears by Application of a Coating. NASA/TM-2003-212463 (ARL-TR-2971), 2003. 5. Mao, K.-Sun, Y.-Bell, T.: An initial approach to the link of multi-layer coatings contact stresses and the surface engineered gears, In Surface & Coatings Technology 201 (2007) 5796-5803. 6. Michalczewski, R. et al.: Scuffing resistance of DLC-coated gears lubricated with ecological oil, In Estonian Journal of Engineering, 2009, 15, 4, 367-373[42]. 7. Orococký, R.: Zvyšovanie odolnosti ozubených prevodov v interakcii s ekologickými mazivami – Dizertačná práca, Slovenská technická univerzita v Bratislave – Strojnícka fakulta, Katedra častí strojov, 2004. 81s. 8. Šumichrast, J. - Rusnák, J. - Benda, I. - Kadnár, M.: Bio-decomposable oils and their usage. In: New trends in design and technical documentation creation 2006. Proceedings of scientific publications, pp.136-140. ISBN 80-8069-701-9. 9. Tököly, P.: Stanovenie hrúbky vrstvy povrchovej časti boku zuba z hľadiska odolnosti voči opotrebeniu, Dizertačná práca, Slovenská technická univerzita v Bratislave – Strojnícka fakulta, 2009, 92s., Bratislava, 2009. 10. Tököly, P. - Bošanský, M. - Vanya, A.: The effect of gear geometry on the tickness of tooth face hardened layer. Visnik Nacional'nogo Tehničnogo Universitetu No.27. S.10-19. ISSN 2079-0791.

Поступила в редколлегию 27.04.12