

радиус кривизны ножки зуба

$$\rho_{2a} < 0; \quad (4)$$

радиус кривизны головки зуба

$$\rho_{2b} > 0. \quad (5)$$

При изготовлении зубчатой передачи с ВВК при помощи реечного инструмента могут возникнуть неточности, которые впоследствии отразятся на работе зубчатой пары. Решить эту проблему можно при помощи графического редактора, предназначенного для изменения профиля зуба. Одной из возможностей является замена части синтезированной кривой дугой окружности, которая формирует профиль режущего инструмента, что значительно упрощает изготовление и точность передачи с ВВК. На рисунке 2 показан результат изменения профиля.

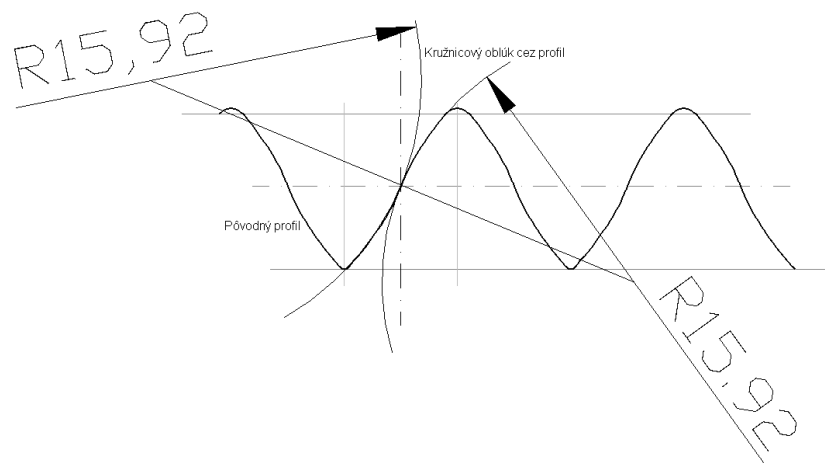


Рисунок 2 – Результат изменения профиля

**Выводы.** Данная работа показывает, что более простые и доступные программные продукты позволяют проектировать сложные детали машин, в том числе зубчатые колеса. Используя язык программирования, можно расширить возможности САПР и повысить эффективность работы. В случае с САПР верхнего уровня САТИА, подходящим является язык программирования Visual Basic, который более доступен, чем LISP. Однако стоит заметить, что AutoCAD является одной из самых старых САПР. При правильной формулировке предложенных вариантов можно получить необходимый результат. Как показано в данном случае, было удобно использовать AutoCAD, потому что его простота экономит время. Таким образом, необходимо хорошо знать возможности большинства САПР и для решения поставленной задачи выбрать наиболее подходящий из них.

**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, p.9-12. ISBN 80-8069-701-9. 2. Bošanský M.: Voľba geometrických parametrov konvexno-konkávneho ozubenia z hľadiska povrchov-

vého poškodenia boku zuba. Habilitačná práca. STU Bratislava, 1999. 3. Bošanský M., Vereš M., Kožuch I., Oročkocký R.: Modifikácia tvaru zuba konvexno-konkávneho ozubenia z hľadiska možnosti jeho výroby. Zborník referátov z XLIII. medzinárodnej vedeckej konferencie Katedier častí a mechanizmov strojov, s.76-79, TU Zvolen, 2002. 4. Bošanský M., Vereš M.: Korigovanie evolventného ozubenia, Vydavateľstvo STU Bratislava, 2001, s.126, ISBN 80-227-1602-2. 5. Bošanský M., Vereš M., Tököly P., Vanya A.: Neštandardné ozubené prevody, Vydavateľstvo STU Bratislava 2012, 11590p., ISBN 978-80-227-3713-5. 6. Čepel J., Šiposs A.: Obálka n-parametrickej sústavy plôch v priestore. Aplikácie matematiky, 1967, č.3. 7. 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. 8. Kožuch I.: Odvalovací frézovanie ako možnosť výroby konvexno-konkávneho ozubenia. Zborník referátov z XLIII. medzinárodnej vedeckej konferencie Katedier častí a mechanizmov strojov, s.91-94, TU Zvolen, 2002. 9. Nemčeková M.: Príspevok k odhadu životnosti ozubených prevodov pri premenlivom prevádzkovom zaťažení. Dizertačná práca na získanie akademicko-vedeckého titulu "doktor" 1996, Strojnícka fakulta STU Bratislava. 10. Nemčeková M., Bošanský M., Vereš M.: Metodika vyhodnocovania poškodenia ozubených kolies pittingom, In.: Zborník z medzinárodnej vedeckej konferencie Nové trendy v konštruovaní a v tvorbe technickej dokumentácie 2004, Nitra 2005, s.80-83. 11. 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. 12. 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. 13. Tököly P., Bošanský M., Vanya A.: The effect of gear geometry on the tickness of tooth face hardened layer. Visnik Nacional'nogo Techničnogo Universitetu No. 27. s.10-19. ISSN 2079-0791. 14. Vereš M., Bošanský M.: Teória rovinného ozubenia, Vydavateľstvo STU Bratislava, 1999, ISBN 80-227-1226-4. 15. Vereš M., Bošanský M., Gaduš J.: Theory of Convex-Concave and Plane Cylindrical Gearing, Vydavateľstvo STU Bratislava 2006, 180p., ISBN 80-227-2451-3.

Поступила (received) 14.04.2015

УДК 621.833

**Б.В. ВИНОГРАДОВ**, д.т.н., профессор каф. материаловедения ДВНЗ УДХТУ, Днепропетровск;  
**Д.А. ФЕДИН**, к.т.н., доцент каф. материаловедения ДВНЗ УДХТУ

### ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Проведен анализ возможных причин неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий в открытых зубчатых передачах крупногабаритных мельниц. Показано, что в открытых зубчатых передачах крупногабаритных машин всегда имеет место неприрабатываемая составляющая погрешности зацепления. Методом конечных элементов исследовано напряженно-деформированное состояние самоустанавливающейся шестерни. Показано, что в отличие от стандартных инженерных методик метод конечных элементов позволяет получить данные для расчета на прочность.

**Ключевые слова:** открытая зубчатая передача, метод конечных элементов, расчет на прочность, самоустанавливающаяся шестерня.

**Введение.** Снижение затрат на измельчение минерального сырья идет по пути создания крупногабаритных мельниц и увеличения их единичной мощности. Так компания MetsoMinerals (США) в 1996 году изготовила самую большую в мире мельницу самоизмельчения с барабаном диаметром 12,2м и двигателем, установленным непосредственно на барабане, мощностью 20тыс.кВт, а в 2001 году – шаровую мельницу диаметром 7,93м и мощностью двигателя 15500кВт. В большинстве случаев привод мельниц оснащен открытой зубчатой передачей мощностью до 7090кВт и выше[1].

© Б.В. Виноградов, Д.А. Федин, 2015

**Актуальность задачи.** При создании крупногабаритных мельниц наибольшее внимание уделяется выбору типа и конструкции привода. Анализ различных типов приводов показал, что наиболее экономичными являются боковые приводы, в которых мощность передается барабану через зубчатый венец, установленный на нем. Уже спроектирован боковой привод мощностью 8209кВт. Дальнейшее увеличение мощности требует оснащения мельниц двухдвигательными приводами.

Открытые зубчатые передачи, которыми снабжаются крупногабаритные мельницы, существенно отличаются от передач, характерных для общего машиностроения. Они уникальны по своим размерам (модуль зуба более 25мм, ширина венца до 1м и более). Большие размеры обуславливают особенности изготовления, монтажа и эксплуатации. В частности, для облегчения конструкции венцы имеют форму центрального диска с широким венцом, косынками и вырезами в центральном диске. Валом зубчатого венца служит корпус барабана, изготовление и монтаж которого не обеспечивает совпадение геометрической и истинной осей вращения. Все это, а также погрешности изготовления и монтажа, обуславливает существование погрешностей зацепления, приводящих к неравномерному распределению нагрузки, преждевременному износу и выходу из строя зубчатых передач.

Большой вес и передаваемый момент крупногабаритных мельниц приводит к существенным деформациям элементов привода под нагрузкой. Неточности изготовления, монтажа, упругих деформаций барабана, валов, опор и самих зубьев приводит к значительной неравномерности распределения нагрузки вдоль контактных линий. Для исключения ошибок проектирования необходимо иметь надежную методику расчета на прочность таких приводов. Указанные выше особенности не позволяют в полной мере использовать общепринятые методы расчета, в частности ISO6336, DIN3990,AGMA. Развитие научных основ напряженно-деформированного состояния крупногабаритных открытых зубчатых передач и создание надежной методики расчета на прочность является актуальной задачей.

**Цель статьи** – развитие научных основ и создание методики расчета на прочность открытых зубчатых передач крупногабаритных машин, в том числе барабанных мельниц.

**Постановка задачи.** Задачей данного исследования является определение особенностей напряженно-деформированного состояния открытых зубчатых передач крупногабаритных мельниц и выбор метода расчета на прочность.

**Анализ последних исследований и литературы.** Неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зависит от неточностей монтажа, упругих деформаций венца, барабана, валов, опор и зубьев. По данным заводов изготовителей мельниц из условий допусков на монтаж суммарный угол перекоса и непараллельность осей можно принять  $\gamma_x = \gamma_y = 0,3 \cdot 10^{-3}$ .

К неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий приводит значительное периодически изменяющееся торцевое биение венца. Торцевое биение является следствием несовпадения геометрической и действительной осей вращения венца. По данным производителей НКМЗ (г. Краматорск) и СТЗ (г. Сызрань) торцевое биение венца диаметром  $d_2 = 5-8$ м лежит в пределах  $\Delta\delta_{max} = 1,2-2,0$ . При этом возникает взаимный перекося зубьев  $\gamma_\delta = \Delta\delta/d_2$ .

Составляющие угла перекоса зубьев бывают как постоянные, так и изменяющиеся со временем. Поэтому их делят на углы, которые прирабатываются

и не прирабатываются. К неприрабатываемой составляющей относится угол перекоса, вызванный биением венца, изменяющимся с частотой вращения барабана. Тогда перекося, вызванные упругими деформациями, представляют собой сумму перекосов, вызванных средней нагрузкой и вызванных отклонением нагрузки от средней величины  $\gamma_{wmax} = \gamma_{wcp} + \Delta\gamma_w$ .

В работе [2] были проведены экспериментальные исследования напряженного состояния открытых зубчатых передач барабанных мельниц. В частности, исследована неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в прямозубом зубчатом зацеплении мельницы МШРГУ45×60. С использованием тензометрической аппаратуры получены осциллограммы напряжений в корне зуба приводной шестерни, по данным которых построены эпюры распределения нагрузки (см. рисунок 1,а-в). Исследования показали, что накопление погрешности зацепления проявляется в появлении опасной пары зубьев, неравномерность распределения нагрузки в которой наибольшая (см. рисунок 1,а). Даже после приработки контакт зубьев осуществляется не по всей длине контактной линии (см. рисунок 1,в).

Таким образом, показано, что:

- в зависимости от пары зубьев, которая находится в зацеплении, возможен их полный и неполный контакт;
- при неполном контакте зубьев напряжение в корне зуба распределяется по закону, близкому к линейному;
- при износе прирабатывается лишь часть суммарного угла перекоса.

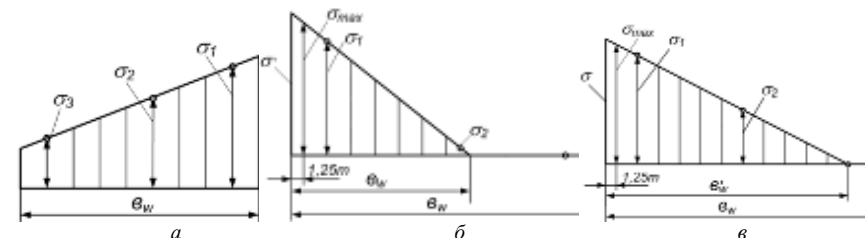


Рисунок 1 – Эпюры распределения напряжений в корне зуба венца открытой зубчатой передачи барабанной мельницы Ш-50:

а – безопасный зуб; б – опасный зуб до приработки; в – опасный зуб после приработки на протяжении 540 часов;  $b_w$  – полная ширина зуба;  $b'w$  – расчетная ширина зуба;  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – напряжения в месте установки датчика 1, 2 и 3 соответственно;  $\sigma_{max}$  – максимальное напряжение в корне зуба

Современные исследования благодаря развитию численных методов все чаще отмечают, что в крупномодульных зубчатых передачах даже при полном контакте зубьев имеет место неравномерность распределения нагрузки [3, 4]. В работе [3] показано, что вследствие краевого эффекта неравномерность распределения нагрузки растет с увеличением ширины зуба. В работе [4] с использованием метода конечных элементов исследовано влияние упругих деформаций зубчатых колес на неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Показано, что в сплошных зубчатых колесах при отсутствии погрешностей вследствие краевого эффекта имеет место неравномерность распределения нагрузки, увеличивающаяся с увеличением ширины зубчатого венца. При увеличении отношения ширины зуба к модулю от 0,25 до 25 коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий  $K_{H\beta}$  увеличивается от 1,0 до 1,07. В работе [4] показано, что на

прочность зубчатого зацепления существенно влияет оказывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, вызванная упругими деформациями зубчатого венца. В некоторых случаях наибольшее напряжение наблюдается не в корне зуба, а в теле венца в области перехода спицы в ступицу.

**Результаты исследований.** Одним из перспективных конструктивных решений, направленных на снижение неравномерности распределения нагрузки в крупногабаритных зубчатых передачах, является использование самоустанавливающихся приводных шестерен. На рисунке 2 приведена схема конструкции самоустанавливающейся шестерни фирмы KruppPolyslusAG [5].

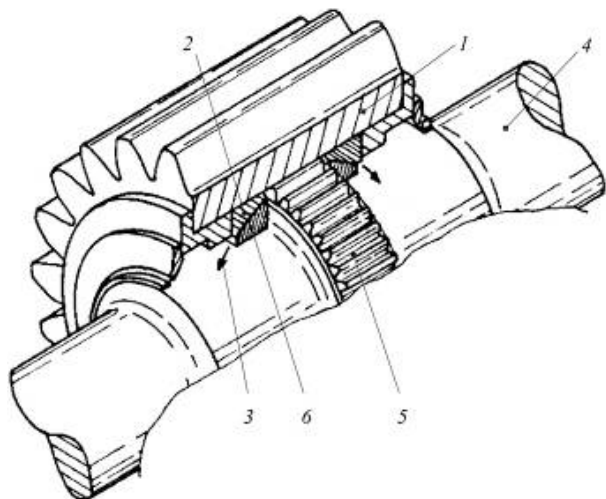


Рисунок 2 – Самоустанавливающееся зубчатое колесо фирмы KruppPolyslus AG: 1 – зубчатый венец шестерни; 2 – внешняя обойма сферического подшипника скольжения; 3 – направление перекоса шестерни к валу; 4 – приводной вал шестерни; 5 – бочкообразная зубчатая передача; 6 – внутреннее кольцо сферического подшипника

Самоустанавливающееся зубчатое колесо работает следующим образом. Находясь в зацеплении с парным зубчатым колесом (на рисунке 2 не показано) венец 1 самоустанавливается относительно зубчатого колеса на сферических опорных поверхностях подшипников 2 и 6. В результате обеспечивая равномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца.

На рисунке 3 приведена расчетная схема открытой зубчатой передачи с самоустанавливающейся шестерней. Одновременно в зацеплении находятся зубья венца шестерни с зубьями венца барабана и внутренние зубья венца шестерни с зубьями вала шестерни.

На рисунке 4 приведена геометрическая модель зацепления с разнесенными частями. В таблице 1 приведены основные параметры зубчатой передачи шестерня-венец барабана. В таблице 2 приведены основные параметры зубчатой вал-венец шестерни.

Как показали исследования, существуют особенности напряженно-деформированного состояния, затрудняющие проектирование самоустанавливающейся шестерни традиционными методами даже при отсутствии погрешностей зацепления.

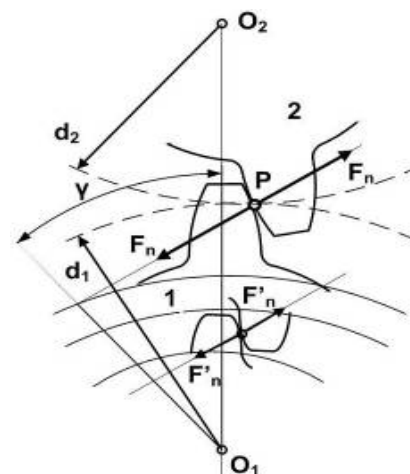


Рисунок 3 – Расчетная схема самоустанавливающейся шестерни: 1 – шестерня; 2 – венец;  $\gamma$  – угол зацепления;  $d_1$  – диаметр шестерни;  $d_2$  – диаметр венца;  $P$  – полюс зацепления;  $F_n$  – нормальная сила в зацеплении со спаренным колесом;  $F'_n$  – нормальная сила во внутреннем зацеплении подвижного венца шестерни и приводного вала

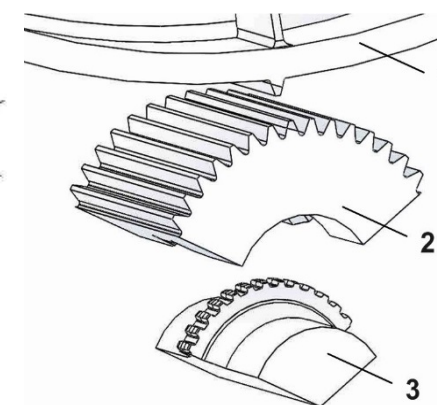


Рисунок 4 – Геометрическая модель зубчатого зацепления с самоустанавливающейся шестерней: 1 – венец барабана; 2 – венец шестерни; 3 – вал шестерни

Таблица 1 – Основные геометрические параметры внешней зубчатой пары

Параметр	Обозначение	МШРГУ 4500×6000	
		Шестерня	Зубчатый венец
Число зубьев	$z$	46	252
Ширина зуба	$b$ , мм	920	900
Начальный диаметр	$d$ , мм	1160	6358
Угол зацепления	$a$ , °	20	
Модуль зацепления	$m$ , мм	25	
Межосевое расстояние	$a_w$ , мм	3758	
Частота вращения шестерни	$n_1$ , об/мин	75	
Крутящий момент на шестерне	$T_1$ , кН·м	509,3	
Передаточное число	$u$	5,5	

Таблица 2 – Основные геометрические параметры внутренней зубчатой пары

Параметр	Обозначение	Вал	Венец шестерни
Число зубьев	$z$	41	
Ширина зуба	$b$ , мм	100	120
Начальный диаметр	$d$ , мм	1819,5	
Угол зацепления	$a$ , °	20	
Модуль зацепления	$m$ , мм	20	
Модификация		продольная (бочкообразность), профильная	

Авторами настоящей статьи разработана методика расчета напряженно-деформированного состояния открытых зубчатых передач тяжелых машин на основе метода конечных элементов [3, 4]. Применение современных систем ав-

томатизации инженерных расчетов (CAE-систем) позволяет на основе расчетных методов теории упругости оценить, как поведет себя компьютерная модель изделия в реальных условиях эксплуатации, убедиться в работоспособности изделия без привлечения больших затрат времени и средств. Метод конечных элементов имеет то основное преимущество, что он позволяет получить реальные распределения перемещений и напряжений в сколь угодно сложных механических системах.

На рисунке 5,а,б представлены результаты расчета напряженно-деформированного состояния передачи методом конечных элементов.

Из рисунка 5,а видно, что даже при отсутствии погрешностей зацепления шестерня находится в существенно трехмерном напряженном состоянии. Кроме того, напряжение в зубьях внутреннего зацепления в три раза превышает напряжения во внешнем зацеплении. Опасная пара зубьев находится во внутреннем зацеплении шестерни. Несмотря на отсутствие погрешности зацепления вследствие упругих деформаций венца и зубьев во внутреннем зацеплении распределение нагрузки по ширине шестерни и венца барабана неравномерное. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий для венца барабана составляет  $K_{\text{рб}}=1,19$  (рисунок 5,б).

Стандартные методики расчета (ISO6336, DIN3990, AGMA) учитывают влияние неравномерности распределения нагрузки на напряженное состояние эмпирическими коэффициентами, полученными для зубчатых зацеплений общего машиностроения, что затрудняет их применение для расчета открытых зубчатых передач тяжелых машин. Например, жесткость, как важнейший параметр, определяющий характер распределения нагрузки по длине контактных линий, достаточно условно отражает картину деформированного состояния зубчатых колес сложной формы. Разработанная авторами методика позволяет совместно рассматривать деформации и перемещения в деталях машин с формой любой сложности и получать необходимые данные для расчета на прочность.

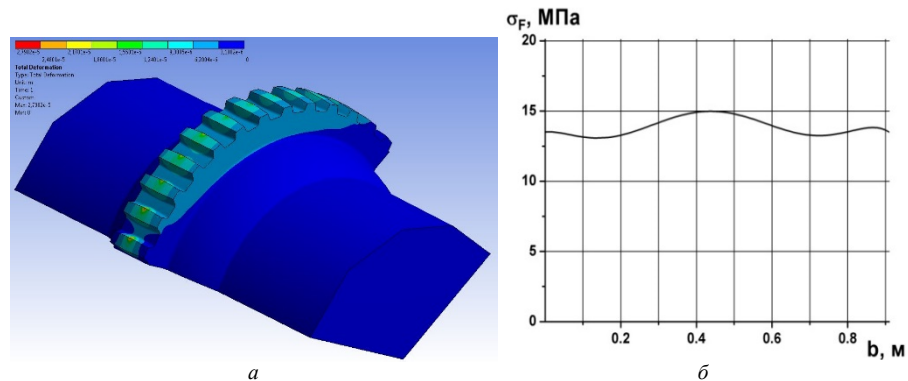


Рисунок 5 – Напряженно-деформированное состояние зубчатой передачи:

а – абсолютные перемещения вала шестерни;

б – эквивалентные напряжения (по Мизесу) в корне зуба венца барабана

**Выводы.** Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. В открытых зубчатых передачах крупногабаритных машин существует значительная неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

2. Существующие стандартные инженерные методики не позволяют производить расчет на прочность открытых зубчатых передачах крупногабаритных машин.

3. Методика расчета на прочность, основанная на методе конечных элементов, позволяет получить необходимые данные для расчета на прочность открытых зубчатых передачах крупногабаритных машин.

**Список литературы:** 1. Мартен ванн де Вейфейкен / Мельницы и безредукторные приводы: большие, очень большие, самые большие // Горная промышленность. – №1(95). – 2011. – С.46-50. 2. Виноградов Б.В. Динамика барабанных млинів: монографія / Б.В.Виноградов. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2004 – 127с. 3. Напряженное состояние открытых зубчатых передач барабанных мельниц / Б.В. Виноградов, Д.А. Федин // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'. – 2014. – №6. – С.99-101. 4. Влияние упругих деформаций на распределение нагрузки в зубчатых передачах барабанных мельниц / Б.В. Виноградов, Д.А. Федин // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'. – 2015. – №1. – С.119-122. 5. Пат. G 9013226U1 МПК 7F 16C 13/00, A23N 12/10, F23G 5/20, F27B 7/20. Drehtrommel [Text] / Tetzner, V. (Німеччина); заявник та патентовласник KruppPolysylusAG – № 19909013226; заявл. 18.09.90; опубл. 22.11.90. – 19с.

**Bibliography(transliterated):** 1. Marten vann de Veijfeiken / Mel'nicy i bezreduktomye privody: bol'shie, ochen' bol'shie, samye bol'shie / Gornaya promyshlennost'. – No1(95). – 2011. – P.46-50. 2. Vinogradov B. V. Dinamika barabannyh mliniv: monografija / B. V. Vinogradov. – Dnipropetrovsk: UDHTU, 2004 – 127p. 3. Napryazhennoe sostoyanie otkrytyh zubchatykh peredach barabannyh mel'nic / B. V. Vinogradov, D. A. Fedin // Metallurgicheskaya i gomorudnaya promyshlennost'. – 2014. – No6. – P.99-101. 4. Vliyaniye uprugikh deformatsiy na raspredeleniye nagruzki v zubchatykh peredachah barabannyh mel'nic / B. V. Vinogradov, D. A. Fedin // Metallurgicheskaya i gomorudnaya promyshlennost'. – 2015. – No1. – P.119-122. 5. Pat. G 9013226U1 MPK 7F 16C 13/00, A23N 12/10, F23G 5/20, F27B 7/20. Drehtrommel [Text] / Tetzner V. (Germany); zayavnik ta patentovlasnik KruppPolysylusAG – No19909013226; zayavl. 18.09.90; opubl. 22.11.90 – 19p.

Поступила (received) 21.03.2015

УДК 621.833

**В.Н. ВЛАСЕНКО**, к.т.н., директор ООО "НИИ "Редуктор",  
председатель ТК47 "Механические приводы", Киев;  
**И.В. ДОБРОВОЛЬСКАЯ**, аспирантка Института подготовки кадров  
государственной службы занятости Украины, Киев

## СОЗДАНИЕ НОРМАТИВНОЙ БАЗЫ ИСПЫТАНИЙ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ ОБЩЕМАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ

Рассмотрены работы ООО "НИИ "Редуктор" и ТК47 "Механические приводы" при создании нормативной базы испытаний механических приводов планетарного типа. Разработана и внедрена программа и методика испытаний ПМ-121, которая распространяется на опытные образцы и серийно выпускаемые редукторы и мотор-редукторы планетарные одно- и многоступенчатые, в том числе и блочные, составленные из модулей с планетарными передачами, общемашиностроительного применения), испытания которых выполняются в испытательном центре ООО "НИИ "Редуктор" и на машиностроительных предприятиях, выпускающих механические приводы планетарного типа. Допускается проведение испытаний по настоящей ПМ специальных планетарных редукторов и мотор-редукторов, назначение и условия применения которых аналогичны изделиям общемашиностроительного применения.

**Ключевые слова:** методы испытания, механический привод планетарного типа.

**Актуальность задачи.** Механические приводы общемашиностроительного применения (МП ОМП) относятся к отдельной группе приводной техники на базе зубчатых передач различного типа, технические требования которых