

УДК.621.833

В.Е. АНТОНЮК, д-р техн. наук,
В.Я. ПАВЛОВСКИЙ, С.Н. ПОДДУБКО, кандидаты техн. наук,
В.С. АЛЕКСАНДРОВА, И.Н. НИКОЛАЕНКОВА

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

ПРОДОЛЬНАЯ МОДИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Дан анализ особенностей работы зубчатой передачи с учетом изменяющегося положения осей зубчатых колес. Рассмотрены возможности продольной модификации для обеспечения требуемого пятна контакта. Приведены основные расчетные зависимости для определения параметров продольной модификации и примеры расчета.

Ключевые слова: планетарная передача, зубчатое колесо, солнечная шестерня, сателлит, пятно контакта, бочкообразность

Введение. Для нормальной работы зубчатой передачи под нагрузкой по ГОСТ 1643-81 требуется обеспечить суммарное пятно контакта, как некую часть активной боковой поверхности зуба зубчатого колеса в собранной передаче после вращения под нагрузкой, устанавливаемой конструктором [1]. При этом предполагается, что пятно контакта не выходит на торцовую кромку зуба и располагается на середине боковой поверхности зуба при фиксированном положении осей зубчатых колес.

Однако имеется группа зубчатых передач, где изменение положения осей зубчатых колес является особенностью их конструкции. Речь идет о планетарных передачах, у которых для выравнивания нагрузки между сателлитами при 3-сателлитной конструкции по схеме 2К-Н наиболее часто применяется плавающее центральное колесо (солнечная шестерня).

Планетарные передачи имеют большие преимущества по сравнению с обычными зубчатыми передачами при реализации больших передаточных чисел и поэтому широко применяются в современных мобильных машинах, производимых в Беларуси. Планетарные передачи по схеме 2К-Н используются в редукторах мотор-колес Белорусского автомобильного завода, в конечных передачах машин Минского тракторного, Минского автомобильного заводов и Минского завода колесных тягачей. Однако преимущества планетарных передач реализуются только в случае их правильного конструирования и отработки технологии изготовления.

В таблице 1 приведены сведения о применяемых планетарных передачах схемы 2К-Н с тремя сателлитами в мобильных машинах, изготавливаемых в Беларуси. Анализ таблицы 1 показывает большие различия при назначении норм точности, материалов и термообработки зубчатых колес планетарных передач при почти одинаковых условиях их эксплуатации.

Особенностью этих передач является то, что при перекосе оси центральной плавающей солнечной шестерни пятно контакта смещается к краю зуба, что приводит к возникновению кромочного контакта. В результате возникает концентрация повышенных контактных и изгибных напряжений и происходит преждевременный выход из строя передачи. На рисунке 1 а представлены схема возникновения «кромочного контакта» и вид зоны контакта на зубе сателлита 2-го ряда РМК 75131 карьер-

ного самосвала после эксплуатации в течение гарантийного срока. На рисунке 1 б виден «кромочный контакт» с выходом пятна на кромку зуба, когда его общая длина составляет всего 15—20 % по ширине зуба, в то время как по заданной 7-ой степени точности ширина пятна контакта должна быть не менее 70 % ширины зубчатого венца и пятно контакта должно находиться в середине зуба.

Попытки проектировать и рассчитывать прочность и ресурс зубчатых колес планетарных передач без учета особенностей распределения нагрузки по длине зуба приводит к неправильной оценке работоспособности всей планетарной передачи. Возникновение «кромочного контакта» зафиксировано в планетарных передачах редукторов мотор-колес БелАЗа, конечных передачах МАЗ и МТЗ, однако эффективных решений по его устранению не осуществлено.

Самый традиционный способ устранения кромочного контакта — продольная модификация профиля зуба (бочкообразность). Однако для эффективного применения продольной модификации профиля зуба необходимо иметь методику расчета величины бочкообразности, методику расчета прочности и технологические методы реализации модифицированных профилей.

Методика расчета продольной модификации профиля зуба. В качестве уравнивающих устройств в конструкции планетарных передач по схеме 2К-Н наиболее часто применяется плавающее центральное колесо (рисунок 2), однако в этом случае рекомендуется плечо качания L принимать равным не менее $4b$ для уменьшения возможных углов перекоса γ [2].

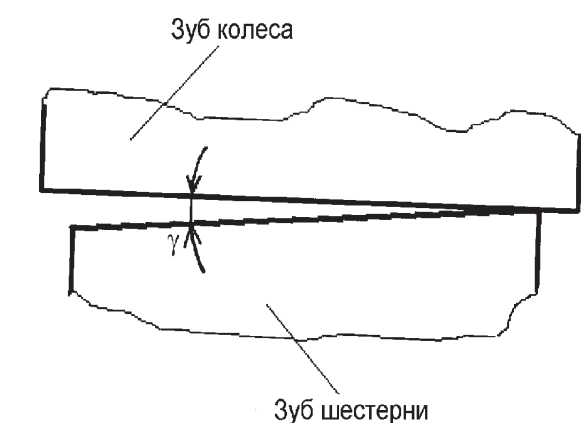
При работе центрального плавающего зубчатого колеса пятно контакта при перекосе смещается к краю зуба, что приводит к возникновению кромочного контакта и повышению контактных и изгибных напряжений.

Методика расчета величины бочкообразности должна учитывать возможные погрешности изготовления зубчатых колес, погрешности изготовления всех элементов планетарной передачи, а также деформации и изменения положения осей зубчатых колес при работе передачи под нагрузкой. Одновременно с определением продольной модификации профиля зуба должна определяться и профильная модификация зуба [3]. Необходимо также учитывать и деформации корпусных деталей [4].

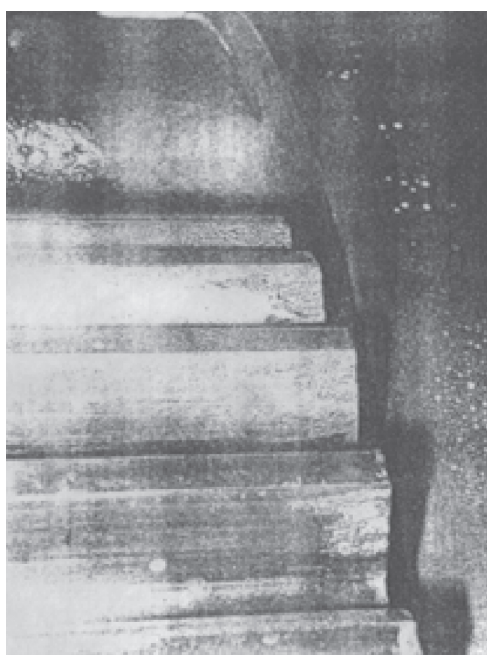
Смещения солнечной шестерни возникают под воздействием действующих в зацеплении зубчатых колес

Таблица 1 — Параметры зубчатых колес планетарных передач схемы 2К-Н с тремя сателлитами в белорусских мобильных машинах

Предприятие	Применение	Вид зубчатых колес	Материал	Термообработка	Твердость поверхности зуба	Точность по ГОСТ 1643-81
БелАЗ	РМК	Коронная	38Х2МЮА	Азотировать 0,3...0,7 мм	св. 700 HV5	8 А
		Сателлит	20Х2Н4А	Цементировать 1,4...2,0 мм	58...62 HRC	8-7-7 А
		Солнечная	20Х2Н4А	Цементировать 1,4...2,1 мм	58...62 HRC	7 В
МТЗ	Конечная передача	Коронная	38Х2МЮА	Никотрировать 0,35...0,6 мм	св. 528 HV	10-9-8-С
		Сателлит	20ХН3А	Цементировать 0,8...1,4 мм	57...64 HRC	8-8-7-А
		Солнечная	20ХН3А	Цементировать 0,8...1,4 мм	57...64 HRC	8-8-7-А
МЗКТ	Конечная передача	Коронная	40Х (30ХГСА)	ТВЧ (никотрировать 0,25...0,5 мм)	св. 520 HV	10-9-8 С
		Сателлит	20Х2Н4А	Цементировать 1,0...1,5 мм	58...62 HRC	9-8-8 С
		Солнечная	20Х2Н4А	Цементировать 1,0...1,5 мм	58...62 HRC	9-8-8 С



а



б

Рисунок 1 — Кромочный контакт: а — схема возникновения кромочного контакта; б — зона контакта на зубе сателлита 2-го ряда РМК карьерного самосвала

усилий и собственного веса, в результате чего солнечная шестерня может занимать любое положение в пределах заданных боковых зазоров вплоть до входа в двухпрофильное зацепление с сателлитами.

Рассмотрим способ определения требуемой величины бочкообразности в зависимости от заданных в конструкторской документации параметров бокового зазора, как наиболее существенно влияющих на возможные смещения солнечной шестерни. Расчет параметров зацепления «солнечная шестерня — сателлит» производится по середине зубчатого венца солнечной шестерни на расстоянии L от условной точки поворота солнечной шестерни. На рисунке 3 представлены направления расчетных перемещений солнечной шестерни в радиальном направлении по сечению $A-A$ и в тангенциальном направлении по сечению $B-B$.

На рисунке 4 показано положение зубьев солнечной шестерни и сателлитов в сечении $A-A$. В этом сечении требуется обеспечить бочкообразность ΔS_1 для компенсации углового наклона зуба солнечной шестерни на угол γ_1 .

Расчетная схема для определения величины бочкообразности ΔS_1 представлена на рисунке 5.

На рисунке 6 показано положение зубьев солнечной шестерни и сателлитов в сечении $B-B$. При наклоне солнечной шестерни в этом сечении необходимо создать бочкообразность ΔS для компенсации бокового наклона зуба солнечной шестерни во впадине сателлита на угол γ .

Расчетные схемы для определения бочкообразности ΔS представлены на рисунке 7, которая определяется в направлении сечения $A-A$ как ΔS_2 и в направлении оси между сателлитами 2 и 3 как ΔS_3 .

Для выполнения расчета по определению величин бочкообразности зубьев солнечной шестерни или сателлитов

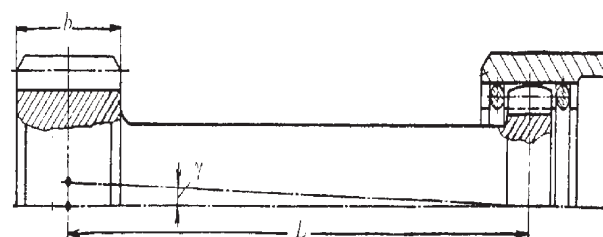


Рисунок 2 — Схема центральной плавающей солнечной шестерни

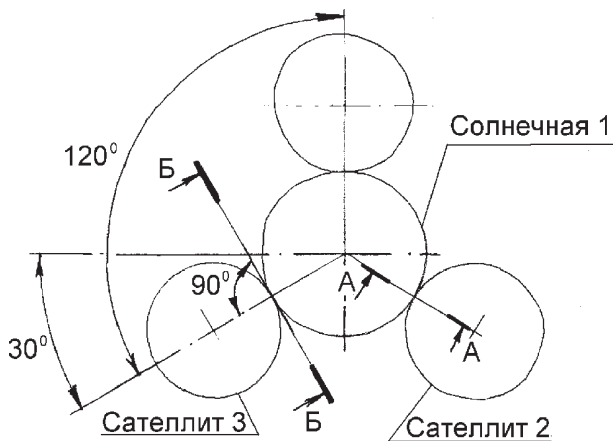


Рисунок 3 — Направления расчетных перемещений солнечной шестерни

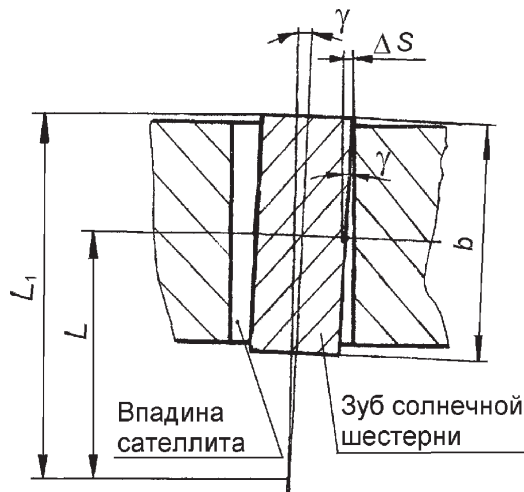


Рисунок 6 — Боковой наклон зуба солнечной шестерни в сечении Б—Б

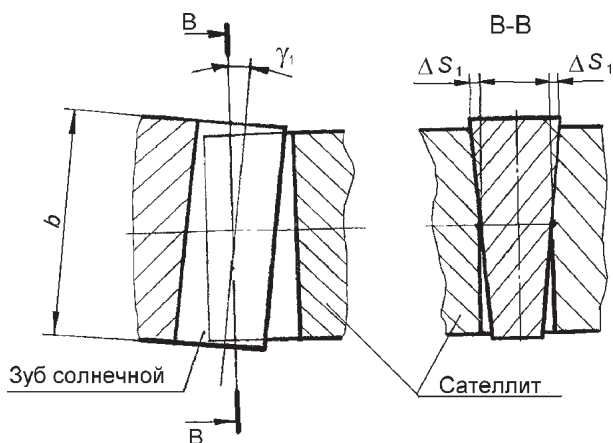


Рисунок 4 — Радиальный наклон зуба солнечной шестерни в сечении А—А

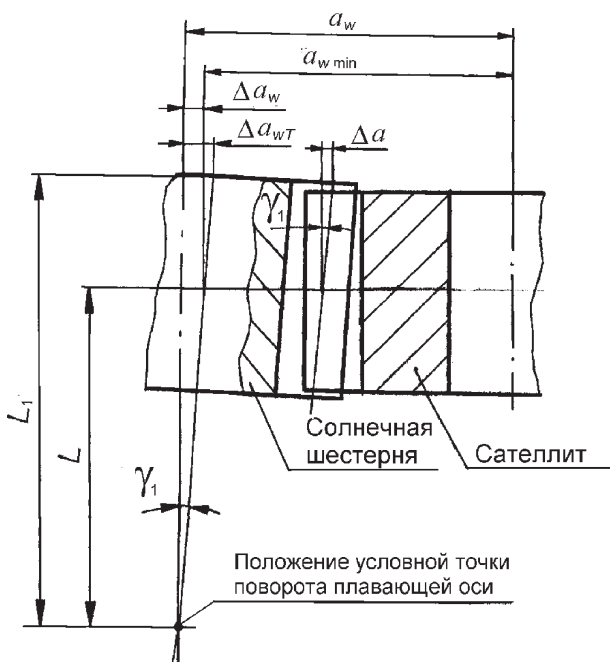


Рисунок 5 — Расчетная схема для определения величины бочкообразности ΔS1

необходима исходная информация о параметрах солнечной шестерни и сателлитов, приведенная в таблице 2.

Определим минимальную делительную толщину зубьев солнечной шестерни и сателлитов:

$$S_{1min} = m \left[\frac{w_{1min}}{m \cdot \cos \alpha} - \pi(z_{w1} - 1) - z_1 \cdot inv \alpha \right]; \quad (1)$$

$$S_{2min} = m \left[\frac{w_{2min}}{m \cdot \cos \alpha} - \pi(z_{w2} - 1) - z_2 \cdot inv \alpha \right]. \quad (2)$$

Наибольшее сближение осей при плотном зацеплении солнечной шестерни и сателлита равно:

$$A_{w_{min}} = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_{w_{min}}}, \quad (3)$$

где $\alpha_{w_{min}}$ — угол зацепления, который определяется по зависимостям:

$$inv \alpha_{w_{min}} = \frac{S_{1min} + S_{2min} - \pi \cdot m}{m(z_1 + z_2)} + inv \alpha,$$

$$inv \alpha = tg \alpha - \alpha.$$

Определим наибольшее смещение оси солнечной шестерни от номинального положения как:

$$\Delta A_w = A_w - A_{w_{min}}. \quad (4)$$

Угол наклона оси солнечной до положения максимального сближения осей солнечной шестерни и сателлита определим по зависимостям:

$$tg \gamma_1 = \frac{\Delta A_w}{L}, \quad \gamma_1 = \arctg \left(\frac{\Delta A_w}{L} \right), \text{ рад.} \quad (5)$$

Необходимая бочкообразность для компенсации наклона зуба солнечной шестерни на угол γ_1 :

$$\Delta S_1 = 0,5b \frac{\Delta A_w}{L} tg \alpha_{w_{min}}. \quad (6)$$

Боковой угол наклона зуба солнечной шестерни во впадине сателлита γ_2 , как следствие максимального сближения осей, равен:

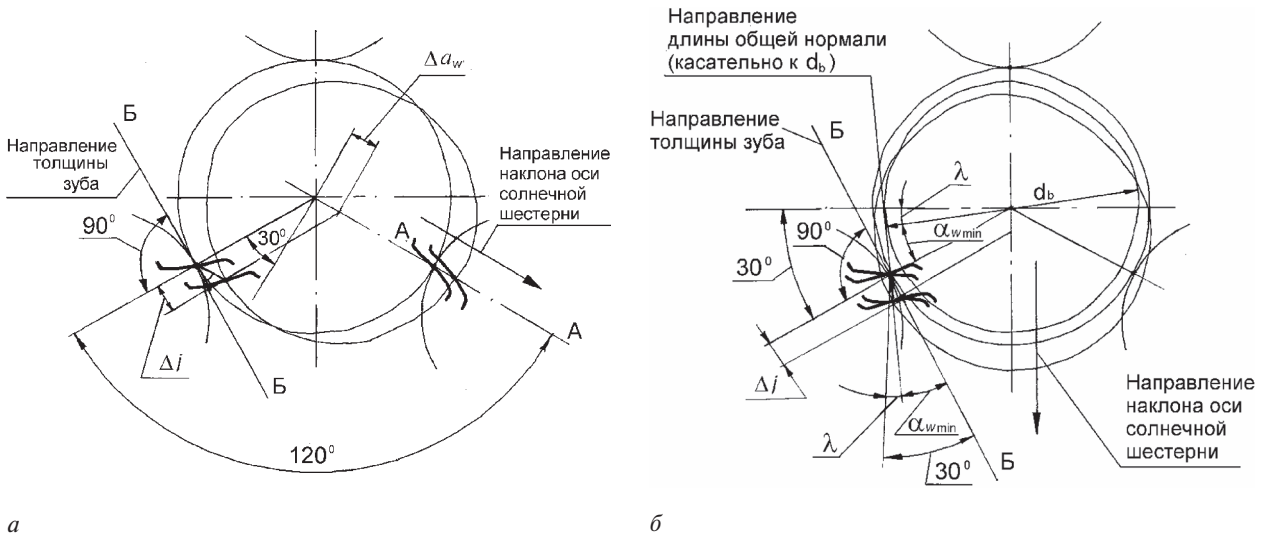


Рисунок 7 — Расчетная схема для определения величины бочкообразности ΔS: а — в направлении наклона оси солнечной шестерни сечения А–А; б — в направлении наклона оси солнечной шестерни оси между сателлитами 2 и 3

$$tg \gamma_2 = \frac{\Delta A_w \cdot \cos(30 \cdot \frac{\pi}{180})}{L} = \frac{\Delta A_w \cdot \cos \frac{\pi}{6}}{L}, \text{ рад.} \quad (7)$$

Необходимая бочкообразность для компенсации бокового угла наклона сателлита γ_2 равна:

$$\Delta S_2 = 0,5b \cdot tg \gamma_2. \quad (8)$$

Боковой угол наклона зуба солнечной шестерни во впадине сателлита γ_3 вследствие наклона оси солнечной шестерни в плоскости между сателлитами равен:

$$\gamma_3 = \arctg \left[\frac{0,5 \cdot (|E_{w1}| + |E_{w2}|)}{L \cdot \cos \alpha_{wmin}} \right]. \quad (9)$$

Таблица 2 — Исходные параметры солнечной шестерни и сателлитов

Параметр	Обозначение
Модуль	m
Угол профиля, град	a
Межосевое расстояние сопрягающихся колес, мм	A_w
Число зубьев солнечной шестерни	z_1
Длина общей нормали минимальная, мм	w_{1min}
Нижнее отклонение длины общей нормали, мм	E_{w1}
Число зубьев, охватываемых длиной общей нормали	z_{w1}
Ширина венца, мм	b
Расстояние от условной точки поворота оси солнечной шестерни до середины венца	L
Число зубьев сателлита	z_2
Длина общей нормали минимальная	w_{2min}
Нижнее отклонение длины общей нормали	E_{w2}
Число зубьев, охватываемых длиной общей нормали	z_{w2}

Необходимая бочкообразность для компенсации бокового угла наклона γ_3 равна:

$$\Delta S_3 = 0,5b \cdot tg \gamma_3. \quad (10)$$

Рассчитав величины $\Delta S_1, \Delta S_2, \Delta S_3$, можно принять решение о необходимой величине бочкообразности по максимальной или средней величине полученных значений.

Средняя величина необходимой бочкообразности может быть определена как:

$$\Delta = \frac{\Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3}{3}. \quad (11)$$

Образующая боковой поверхности бочкообразного зуба имеет форму дуги окружности и радиус кривизны этой дуги приближенно определяется как (рисунок 8):

$$R = \frac{b^2}{8 \cdot \Delta}. \quad (12)$$

Для ускорения выполнения вышеприведенных расчетов разработано программное обеспечение посредством использования приложения Microsoft Excel [4]. В таблице 3 приведен пример расчета с использованием разработанного программного обеспечения.

Заключение. 1. Преимущества планетарных передач реализуются в случае их правильного конструирования и отработки технологии изготовления. Планетарные передачи 2К-Н с тремя сателлитами и «плавающей» солнечной шестерней широко применяются в конечных передачах белорусских мобильных машин.

2. Для планетарных передач типа 2К-Н с тремя сателлитами и «плавающей» солнечной шестерней необходимо использовать продольную модификацию профиля зуба (бочкообразность) для устранения кромочного пятна контакта.

3. Разработана методика и программное обеспечение для выполнения расчетов по определению величины «бочкообразности» в зависимости от конструктивных параметров и норм точности зубчатых

Таблица 3 — Пример расчета бочкообразности для зацепления солнечная шестерня—сателлит

Исходные параметры		Обозначение	Параметры
Модуль		m	10
Угол профиля исходного контура		α	20°
Солнечная шестерня	Число зубьев	Z_1	22
	Коэффициент смещения	X_1	0,71
	Степень точности		8-8-7Dc
	Длина общей нормали	W_1	$81,741_{-0,180}^{-0,060}$
	Длина общей нормали максимальная	W_{1max}	81,681
	Длина общей нормали минимальная	W_{1min}	81,561
	Окружная толщина зуба по дуге делительной окружности	S_n	20,876
	Радиус кривизны активного профиля в нижней точке	ρ	34,078
	Ширина венца, мм	b_w	160
Сателлит	Число зубьев	Z_2	29
	Коэффициент смещения	X_2	0,67
	Степень точности		8-8-7Dc
	Длина общей нормали	W_2	$111,969_{-0,190}^{-0,070}$
	Длина общей нормали максимальная	W_{2max}	111,899
	Длина общей нормали минимальная	W_{2min}	111,779
	Окружная толщина зуба	S_n	20,585
	Радиус кривизны активного профиля в нижней точке	ρ	46,933
	Ширина венца, мм	b_w	146
Межосевое номинальное расстояние, мм		α_w	266
Расстояние от точки поворота оси «плавающей» солнечной шестерни до точки локализации пятна контакта, мм		L	228,5
Расстояние от точки поворота оси «плавающей» солнечной шестерни до торца, подверженному кромочному контакту, мм		L_1	311,5
Суммарный угол поворота оси солнечной шестерни		γ	$0,1053^{\circ}$
Суммарная бочкообразность		ΔS	0,163

колес планетарных передач типа 2К-Н для устранения кромочного контакта.

Список литературы

1. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски: ГОСТ 1643-81 (СТ СЭВ 641-77, СТ СЭВ 643-77 и СТ СЭВ 644-77). — Введ. 01.07.1981. — М.: Изд-во стандартов.
2. Кудрявцев, В.Н. Конструкция и расчет зубчатых редукторов: справ. пособие / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, Е.Г. Глухарев. — М.: Машиностроение, 1971. — 328 с.
3. Антонюк, В.Е. Особенности конструирования и изготовления планетарных передач колесных редукторов отече-

4. ственных мобильных машин / В.Е. Антонюк, П.Л. Мариев, В.Я. Павловский // Механика машин, механизмов и материалов. — 2010. — № 4 (13). — С. 29—36.
5. Оценка напряженно-деформированного состояния деталей редуктора мотор-колеса карьерного самосвала БелАЗ / В.Е. Антонюк [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2011. — № 2(15). — С. 46—50.
6. Программный расчет продольной модификации цилиндрических зубчатых колес / В.Е. Антонюк [и др.] // Материалы, технология и оборудование в производстве, ремонте и модернизации машин: сб. науч. тр. VII Междунар. науч.-техн. конф. — Новополюк: ПГУ, 2009. — Ч. II. — С. 137—141.

Antoniuk V.E., Pavlovski V.J., Poddubko S.N., Aleksandrova V.S., Nikolaenkova I.N.
Longitudinal updating of cogwheels of planetary transfers of mobile cars

The analysis of features of work of a tooth gearing taking into account changing position of axes of cogwheels is given. Possibilities of longitudinal updating for maintenance of a demanded stain of contact are considered. The basic settlement dependences for definition of parametres of longitudinal updating and calculation examples are resulted.

Поступила в редакцию 01.08.2011.