

УДК 621.831:539.4

В. В. Супин, начальник конструкторского бюро инженерной графики и расчетов (НТЦ РУП «МТЗ»)

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС» С ЗУБЧАТЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ МНОГОПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ КАК ФАКТОР ПОВЫШЕНИЯ ИХ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

Зубчатые передачи с коэффициентом торцового перекрытия больше двух обладают иными свойствами, чем со стандартным исходным профилем. Эти передачи характеризуются увеличенной нагрузочной способностью. Коэффициенты формы зубьев определены методом граничных элементов (МГЭ). Корпус коробки передач с многопарным зацеплением остался серийным.

Gearing with high contact ratio (HCR) has another properties then gearing formed with the standard shape profile. These gears are characterized by increased strength capacity. In the present paper the problem of stress concentration at the root of gear based on the boundary element method (BEM). HCR-gearboxes designed by the use of presented improved calculation will not be oversized.

**Введение.** К зубчатым передачам предъявляют все более высокие требования в отношении их несущей способности, обусловленные передачей большей мощности в прежних габаритах.

Перспективным направлением повышения нагрузочной способности зубчатых передач является переход на использование передач с многопарным зацеплением – зацеплением, в течение времени контакта которого происходит взаимодействие двух и более пар зубьев.

Известны применения передач с многопарным зацеплением в новом поколении тракторов John Deere серии 6020, семействе коробок передач Eaton Twin Splitter грузовых автомобилей, редукторах авиационных двигателей и др. [1–6].

В настоящей работе представлено решение по созданию силовых передач тракторов «Бе-

ларус» на основе применения зубчатых передач с многопарным зацеплением без изменения габаритов корпусных деталей (рис. 1, 2). Многопарность зацепления зубчатых передач достигнута за счет высотно-профильной модификации зубьев с исходным контуром, отличным от стандартного. Синтез передач осуществлялся выбором рациональных параметров зацепления прямозубых колес: меньшим модулем, большей высотой зуба (при условиях по подрезанию, интерференции и заострению зубьев) и удовлетворением требований прочностной выносливости. Параметры закругления вершины зуба производящей рейки выбраны таким образом, чтобы переходная кривая зуба являлась наименьшим концентратором напряжений.

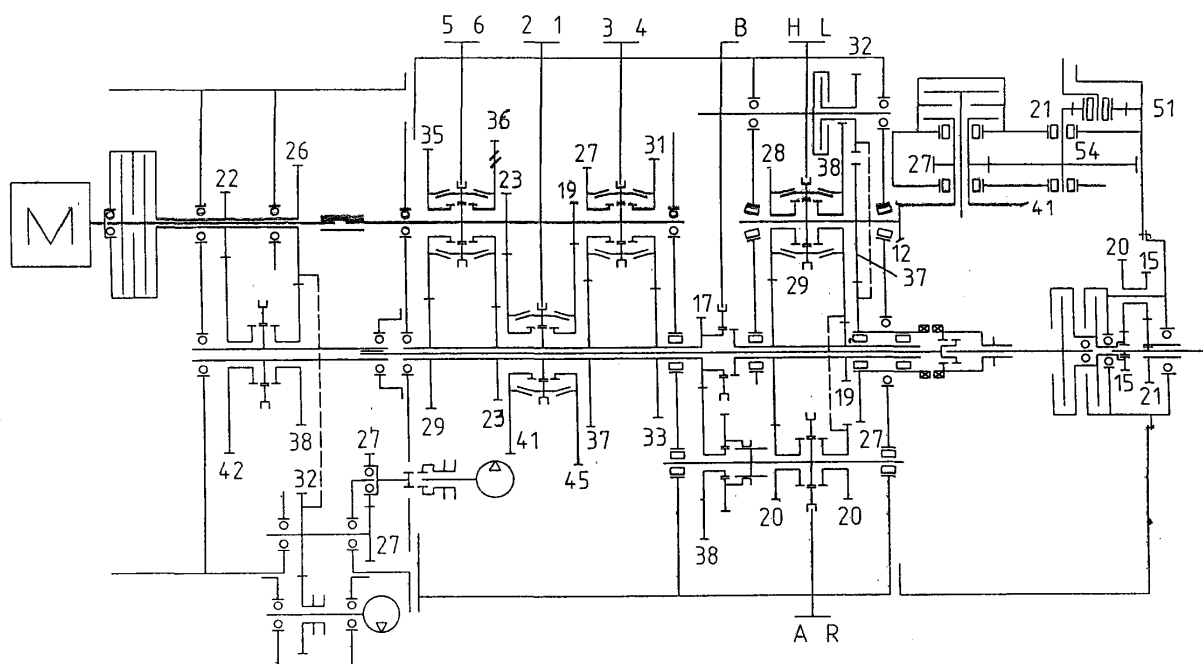


Рис. 1. Кинематическая схема серийной коробки передач

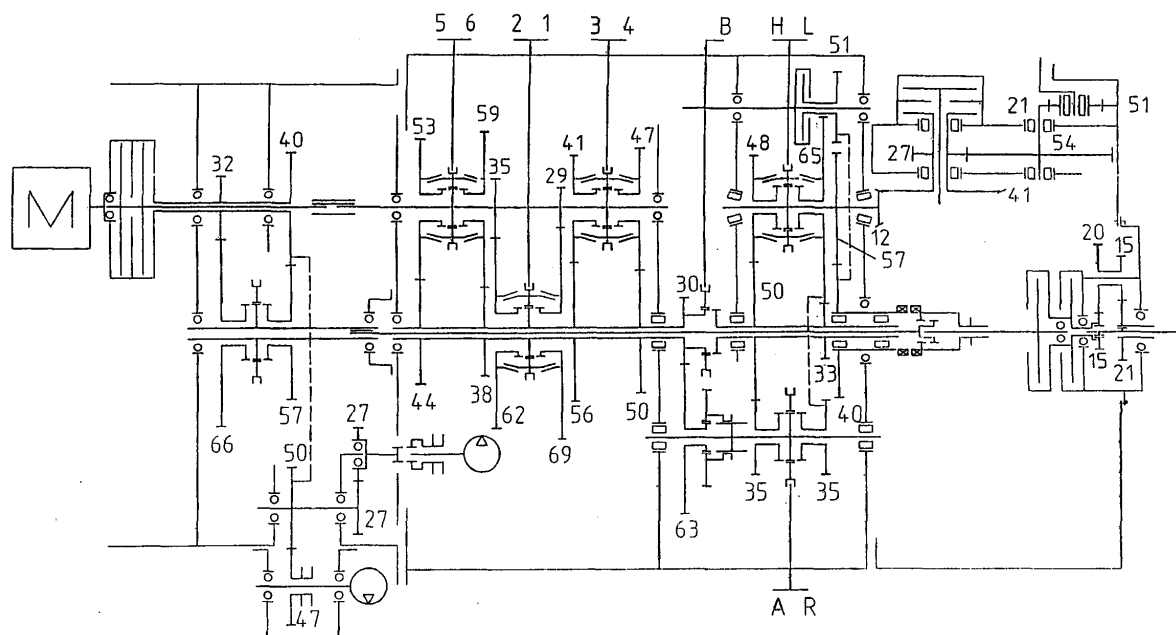


Рис. 2. Кинематическая схема опытной коробки передач с двухпарным зацеплением

**Методы исследования.** Представление о несущей способности эвольвентных зубчатых передач долгое время ограничивалось исследованиями передач, в основу которых положен стандартный исходный контур по ГОСТ 13755-81. Как известно, исходный контур определяет конфигурацию зубьев и тем самым устанавливает номинальный уровень несущей способности зубчатой передачи. Величина торцевого перекрытия  $\varepsilon\alpha$  зависит от параметров производящего контура зуборезного инструмента. Для стандартного исходного контура предельное значение коэффициента перекрытия  $\varepsilon\alpha = 1,98$ .

Параметры исходного контура, обеспечивающего получение зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия  $\varepsilon\alpha > 2$  находятся, как правило, в диапазоне: угол профиля  $\alpha = 16,8^\circ; 17^\circ; 17,5^\circ; 18 \dots 22^\circ$  и коэффициент высоты головки  $ha^* = 1,15 \dots 1,25$ . При увеличении углов профиля происходит уменьшение толщины зубьев на вершинах  $S_a < 0,4m$ , где  $m$  – модуль. При меньших углах профиля возможно подрезание зубьев у ножки при изготовлении. Фирма «МААГ» стандартизовала зубчатые передачи с «глубоким профилем» с углом зацепления  $\alpha = 17,5^\circ$  и высотой головки зуба, равной  $1,25m$ .

Применение передач с нестандартным профилем зуба выявило недостаточность известных методик по расчету напряжений в зубьях. В расчетах изгибной выносливости ГОСТ 21534-87 приведены данные коэффициента формы зуба и концентрации напряжений  $YFS$  только для зубьев стандартного исходного контура. Одним из направлений совершенствования расчетов

зубчатых передач является определение напряженного состояния зубчатых колес методами теории упругости, и в частности методом граничных элементов (МГЭ) [7].

Посредством МГЭ определены коэффициенты формы зубьев, нарезанных инструментом реечного типа для исходных контуров с полностью скругленной впадиной и профильными углами  $\alpha = 14,5^\circ; 17,5^\circ; 20^\circ; 22,5^\circ; 25^\circ$  при коэффициенте высоты головки  $ha^* = 1$  и  $\alpha = 28^\circ$  при  $ha^* = 0,9$ ; а также с  $\alpha = 20^\circ$  и  $ha^* = 1,25$ .

Границы изменения коэффициента смещения инструмента ( $x = -0,8 \dots +0,8$ ) и диапазон чисел зубьев ( $z = 10 \dots 500$ ) определены при условии отсутствия подрезания ножки зуба и заострения вершины.

На рис. 3 показаны графики для определения коэффициентов  $YFS$  для колес с указанными параметрами при коэффициенте смещения  $x = 0$ .

Основные расчетные зависимости для определения контактной прочности активных поверхностей зубьев и изгибной прочности зубьев при многопарном зацеплении приняты согласно стандартной методике. Особенности многопарного зацепления учтены через коэффициент формы зуба и концентрации напряжений  $YFS$  и коэффициенты распределения нагрузки между двумя парами зубьев  $KHa$  и  $KFa$  [8, 9].

В цилиндрических передачах с  $\varepsilon\alpha < 2$  нагрузочная способность определяется в большинстве случаев зоной однопарного контакта и на одну пару передается 100% нагрузки. В передачах с  $\varepsilon\alpha > 2$  передаваемая нагрузка распределяется попеременно между двумя и тремя

парами зубьев, находящимися в зацеплении. Нагрузка на одну пару составляет ~ 60% от общей передаваемой нагрузки.

При движении зубьев на входе в зацепление и выходе из него в зависимости от характера деформаций зубьев и распределения погрешностей могут возникать пики контактных напря-

жений, которые устраняются профильной модификацией [1, 2, 10].

В табл. 1, 2 и на рис. 4, 5 [10] представлены сравнительные результаты расчета двух опытных и серийных пар. Зубчатые колеса с прямыми зубьями с  $\varepsilon\alpha > 2$  имеют такую же напряженность, как косозубые.

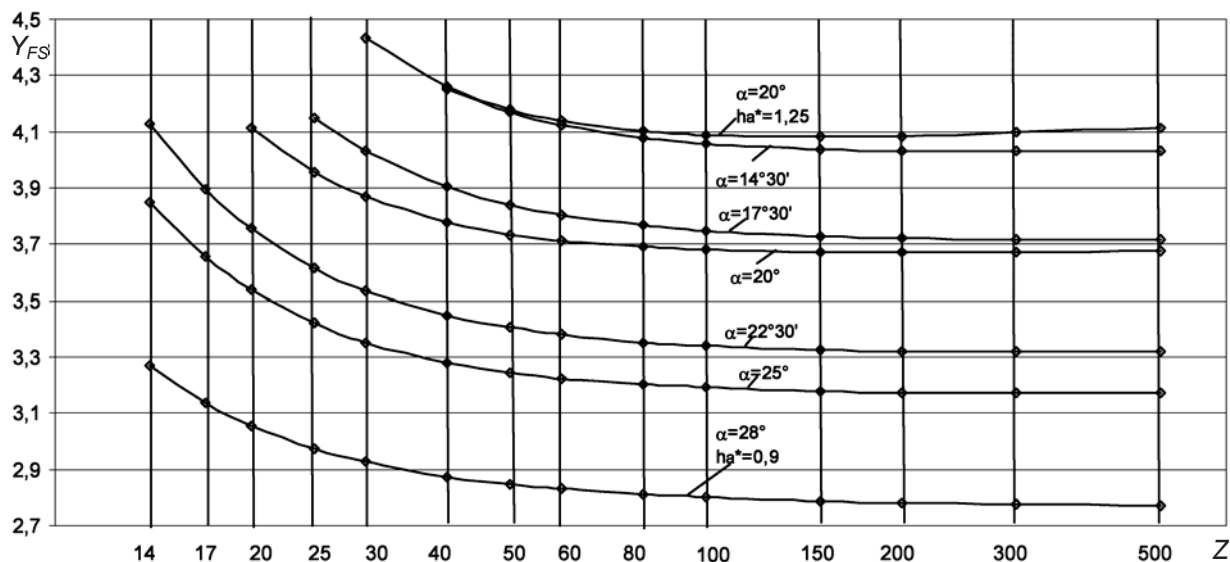


Рис. 3. Коэффициенты формы зуба с различными параметрами исходных контуров

Таблица 1

Серийные пары с исходным контуром:  
 $\alpha = 20^\circ$ ;  $h^*a = 1,1$ ;  $h^*l = 2,2$ ;  $c^* = 0,25$ ;  $\rho^*f = 0,38$

Показатели	Серийные пары ( $\varepsilon\alpha < 2$ )	
$z_1$	19	36
$z_2$	45	23
$m$ , мм	4,5	4,5
$x_1$	0,444	0,478
$x_2$	0,084	0,501
$\beta$ , град	0	21
$aw$ , мм	146,25	146,25
$hk_1/hk_2$	0,6	0,9
$b_1/b_2$ , мм	27/25	25/26
$\varepsilon\alpha/\alpha\beta$	1,42/0	1,2/0,6
$\alpha tw$ , град	22,296	25,060
$v_1$	-1,60	-1,01
$v_2$	-1,60	-1,01
$Y_{FS1}$	3,52	3,55
$Y_{FS2}$	3,62	3,52
$T_1$ , Н м	527,5	527,5
$n_1$ , мин <sup>-1</sup>	2100	2100
$\sigma_H$ , МПа	1332	818
$\sigma_{HP}$ , МПа	1462	1200
$\sigma_{F1}$ , МПа	404	219
$\sigma_{FP1}$ , МПа	595	595
$\sigma_{F2}$ , МПа	415	217
$\sigma_{FP2}$ , МПа	595	595

Таблица 2

Опытные пары с исходным контуром:  $\alpha = 20^\circ$ ;  
 $h^*a = 1,25$ ;  $h^*l = 2,5$ ;  $c^* = 0,23$ ;  $\rho^*f = 0,352$

Показатели	Опытные пары ( $\varepsilon\alpha > 2$ )	
$z_1$	29	59
$z_2$	69	38
$m$ , мм	3	3
$x_1$	0,170	0,008
$x_2$	-0,415	0,247
$aw$ , мм	146,25	146,25
$b_1/b_2$ , мм	27/25	25/26
$\varepsilon\alpha$	2,12	2,06
$\alpha tw$ , град	19,176	20,792
$v_1$	-2,0	-1,16
$v_2$	-1,51	-1,15
$Y_{FS1}$	4,26	4,13
$Y_{FS2}$	4,24	4,12
$T_1$ , Н м	527,5	527,5
$n_1$ , мин <sup>-1</sup>	2100	2100
$\sigma_H$ , МПа	913	709
$\sigma_{HP}$ , МПа	1454	1212
$\sigma_{F1}$ , МПа	298	204
$\sigma_{FP1}$ , МПа	613	613
$\sigma_{F2}$ , МПа	298	203
$\sigma_{FP2}$ , МПа	613	613

Обозначения следующие:  $z_1, z_2$  – числа зубьев;  $m$  – модуль;  $x_1, x_2$  – коэффициенты смещения;  $\beta$  – угол наклона зубьев;  $a_w$  – межосевое расстояние;  $hk_1, hk_2$  – притупления продольной кромки зубьев;  $b_1, b_2$  – ширины венцов;  $\alpha_{tw}$  – угол зацепления;  $v_1, v_2$  – удельные скольжения в нижней точке активного профиля зубьев;  $YFS_1,$

$YFS_2$  – коэффициенты формы зуба;  $T_1$  – вращающий момент;  $n_1$  – частота вращения;  $\sigma_H, \sigma_{HP}$  – расчетное и допускаемое контактные напряжения;  $\sigma_F, \sigma_{FP}$  – расчетное и допускаемое напряжения при изгибе.

Индексы 1 и 2 относятся к шестерне и колесу соответственно.

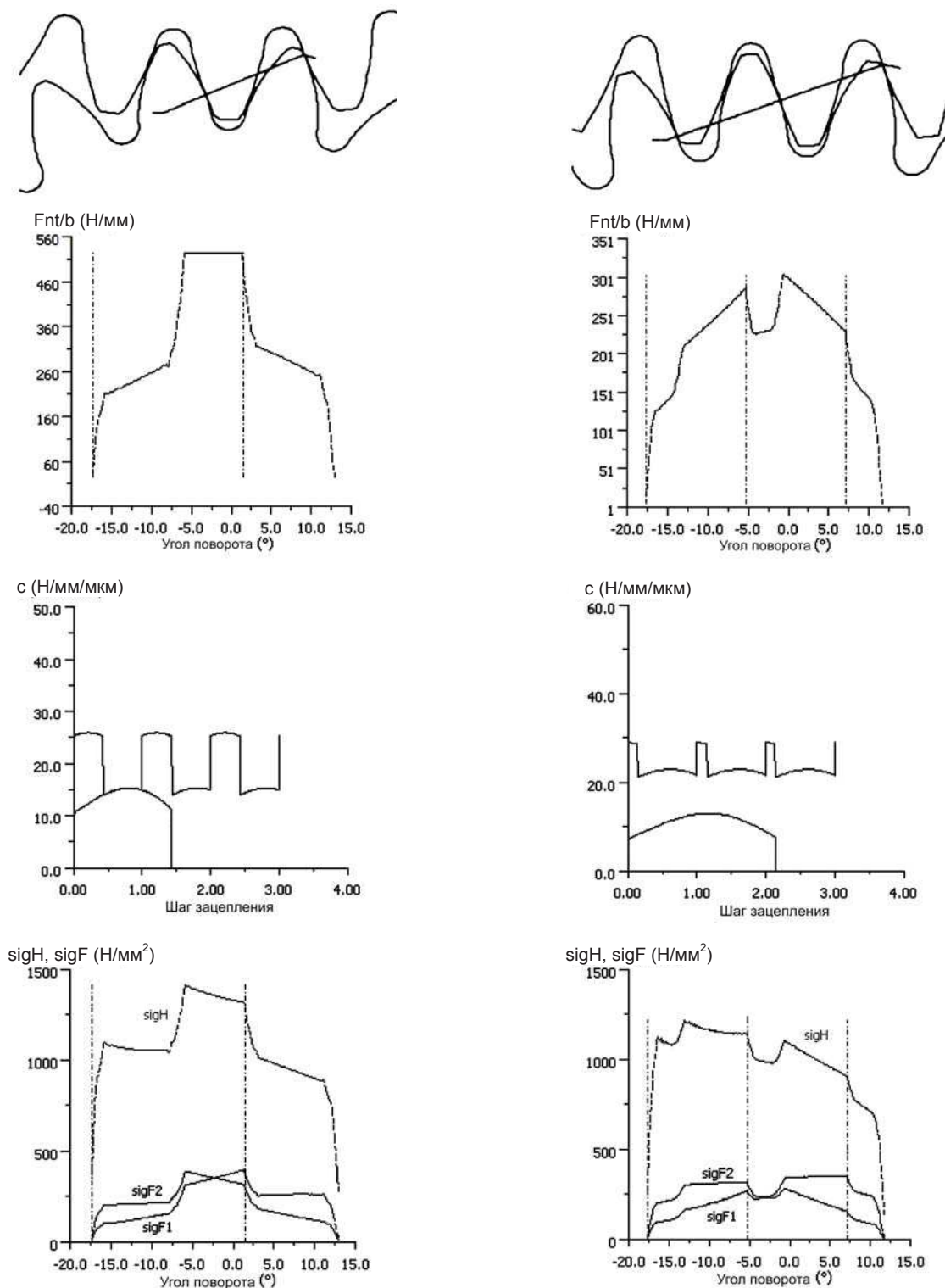


Рис. 4. Распределение удельной нагрузки, жесткости и напряжений по линии зацепления в зубчатых парах  $z_1/z_2 = 19/45$ ;  $m = 4,5$  мм;  $\varepsilon = 1,42$  слева и  $z_1/z_2 = 29/69$ ;  $m = 3$  мм;  $\varepsilon = 2,12$  справа

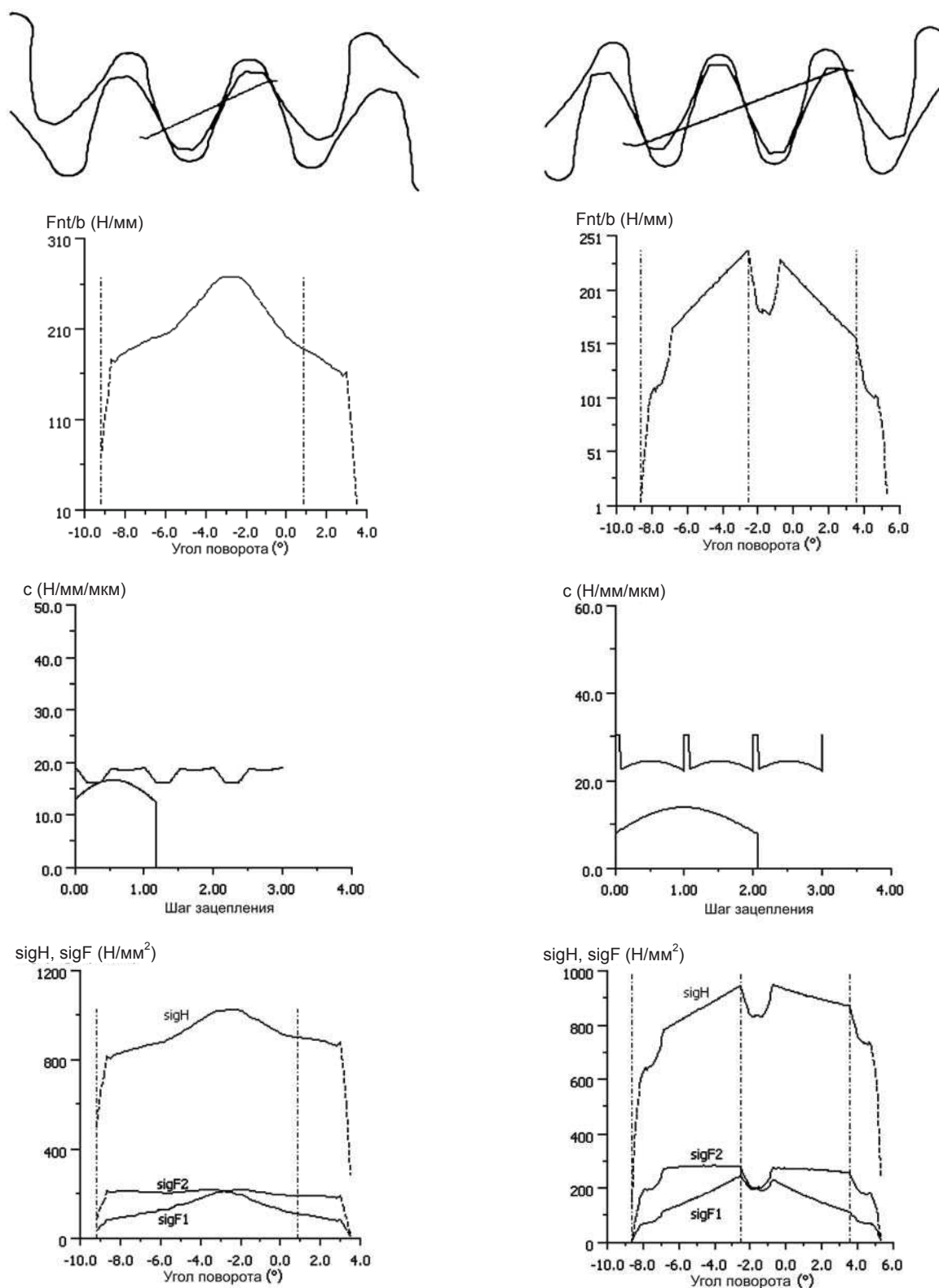


Рис. 5. Распределение удельной нагрузки, жесткости и напряжений по линии зацепления в зубчатых парах  $z_1/z_2 = 36/23$ ;  $m = 4,5$  мм;  $\beta = 21^\circ$ ;  $\varepsilon = 1,39$  слева и  $z_1/z_2 = 59/38$ ;  $m = 3$  мм;  $\varepsilon = 2,06$  справа

Зубчатые колеса изготовлены из стали 15XГН2ТА, цементованы и закалены до твердости поверхности зубьев 59...65 HRC, сердцевины 29...45 HRC, точность обработки соответствовала степени 7-6-6 Сс (шлифование) по

ГОСТ 1643-81. Точность серийных пар – 8 Сс (шевингование).

Нарезание зубчатых колес с увеличенной высотой зуба осуществлялось специальными фрезами с углом исходного контура  $\alpha = 15^\circ$ .

Для определения и подтверждения работоспособности изготовленных передач были проведены ускоренные стендовые испытания опытных трансмиссий и полевые испытания в условиях рядовой эксплуатации трактора «Беларус-1523» тягового класса 3.

Результаты испытаний опытных трансмиссий на стендах, в том числе на стенде инерционного типа с воспроизведением динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии при включении муфты сцепления в объеме 30 000 циклов включений, а также работа трактора «Беларус-1523» с опытной трансмиссией в условиях рядовой эксплуатации подтвердили работоспособность прямозубых цилиндрических колес с многопарным зацеплением для силовых передач тракторов.

Наработка трактора составила 2366 ч, из них 1520 ч трактор использовался на выполнении энергоемкой работы (пахота с четырехкорпусным оборотным навесным плугом ХМС-950).

**Заключение.** Применение передач многопарного зацепления в трансмиссиях тракторов становится возможным благодаря увеличению точности изготовления зубчатых колес и совершенствованию методов расчета.

Достигнута увеличенная передаваемая мощность в том же пространственном объеме.

В качестве методик расчета геометрии и прочности можно использовать действующие стандарты, в частности ГОСТ 16532-70 и ГОСТ 21534-87, с учетом особенностей многопарного зацепления.

Создана и испытана коробка передач с многопарным зацеплением на стендах и в условиях рядовой эксплуатации трактора «Беларус-1523».

Недостатком, сдерживающим внедрение передач с коэффициентом перекрытия  $\varepsilon\alpha > 2$  в производство, является необходимость применения специального зубообрабатывающего инструмента, снижение его стойкости вследствие уменьшения размеров у вершин зубьев.

### Литература

1. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений / И. Ф. Кравченко [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 8 (55). – С. 129–134.

2. Алексеев, В. И. Обеспечение высокой надежности и ресурса редукторов авиационных двигателей // Новые технологические процессы и надежность ГТД: сб. ст. / под ред. Ю. А. Ножницкого; ЦИАМ – М., 2006. – Вып. 6: Зубчатые передачи и подшипники ГТД. – С. 19–43.

3. Берестнев, О. В. Зубчатые передачи с повышенной податливостью зубьев / О. В. Берестнев, И. В. Жук, А. Н. Неделькин. – Минск: Наука и техника. – 1993. – 183 с.

4. Barnett, D. W. Load Sharing in High Contact Ratio Truck Transmission Gearing / David W. Barnett, Anand B. L. Agarwal, Eugene R. Braun // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 92 (1990). – № 2. – P. 80–88.

5. Мельников, В. З. Зубчатые передачи с многопарным зацеплением. – М.: МГИУ, 2006. – 60 с.

6. Kapelevich, A. Gear Design: Breaking the status quo / A. Kapelevich // Machine Design – 2007. – № 10 May. – P. 89–95.

7. Супин, В. В. Разработка и исследование прямозубых передач с многопарным зацеплением / В. В. Супин // Труды БГТУ. Сер II, Лесная и деревообаб. пром-сть. – 2008. – Вып. XVI. – С. 159–162.

8. Генкин, М. Д. Прямозубая эвольвентная передача с коэффициентом перекрытия больше двух / М. Д. Генкин, Ю. А. Мишарин // Вестник машиностроения. – 1960. – № 3. – С. 13–17.

9. Moravec, V. Notes to design of the cylindrical gears with High Contact Ratio (HCR) / V. Moravec; T. Havlik // MECCA. – Praha, 2006. – Vol. 4, № 1 + 2. – P. 11–17.

10. KISSsoft, Calculation Programmes for Machine Design [www.KISSsoft.ch].

11. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А.Т. Скойбеда. – 4-е изд., перераб. – Минск: Выш. шк., 2006. – 560 с.

12. Словарь-справочник по зубчатым передачам: русско-англо-немецко французский / В. Е. Старжинский [и др.]; под общ. ред. В. Е. Старжинского. – 4-е изд. – Минск: БелГИСС, 2007. – 186 с.

Поступила 01.04.2010