

УДК 621.833:629.366

*А. Т. СКОЙБЕДА, В. В. СУПИН***ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ
ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС» ПОСРЕДСТВОМ ПРИМЕНЕНИЯ
МНОГОПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ***Белорусский национальный технический университет**(Поступила в редакцию 30.06.2011)*

Прогресс в сельском хозяйстве требует усовершенствования пахотных машин. В трансмиссиях тракторов «Беларус» элементами трансформации энергии являются зубчатые передачи, к которым 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. [1–5].

В настоящей работе представлено решение по созданию силовых передач тракторов «Беларус» на основе применения зубчатых передач с многопарным зацеплением без изменения корпусных деталей и сохранением передаточных отношений. Полный комплект зубчатых колес с гарантированным двухпарным зацеплением установлен в серийно выпускаемый корпус коробки передач трактора «Беларус–1523». Сельскохозяйственный колесный трактор общего назначения, обеспечивающий работу машин в качестве энергетического базового средства, предназначен для возделывания и уборки пропашных культур, посева зерновых культур, уборки соломы и трав, транспортных работ, внесения удобрений и опрыскивания полей, сплошной культивации, боронования, пахотных работ. Механическая, ступенчатая коробка передач обеспечивает 24 передачи переднего хода и 12 передач заднего хода. Серийная коробка передач представляет собой шесть пар прямозубых колес и одну косозубую с модулем $m = 4,5$ мм и четыре пары прямозубых колес с модулем $m = 5$ мм. Прямозубые передачи имеют коэффициент торцового перекрытия в пределах $\varepsilon_{\alpha} = 1,3–1,6$; косозубая пара – суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_{\gamma} = 1,9$. Это значит, что при $\varepsilon_{\alpha} = 1,5$ одна пара зубьев на протяжении шага 50% времени работает самостоятельно и 50% времени передает нагрузку совместно с другой парой зубьев.

Для получения зубчатых передач с коэффициентом перекрытия больше 2 требуется зацепление с меньшими углами и модулями и/или большей высотой зубьев, а также изготовление зубчатых колес с более высокой точностью. Реализация двухпарного зацепления в передаче возможна в том случае, если погрешность изготовления колес будет меньше упругой деформации зубьев. Поскольку передаваемая нагрузка разделяется на два зуба, повышается нагрузочная способность, плавность работы зацепления, снижается уровень шума.

Синтез передач осуществлялся выбором рациональных параметров зацепления прямозубых колес: меньшим модулем, большей высотой зуба (при отсутствии подрезания, интерференции и заострению зубьев) и удовлетворением требований прочностной выносливости. Коэффициенты смещения шестерни и колеса подобраны с учетом выравнивания удельных скольжений на ножках

зубьев. Параметры закругления вершины зуба производящей рейки выбраны таким образом, чтобы переходная кривая зуба являлась наименьшим концентратором напряжений, т. е. с полностью скругленной впадиной.

Многопарность зацепления зубчатых передач достигнута за счет высотно-профильной модификации зубьев с параметрами исходного контура: угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты зуба $h_a^* = 1,25$; коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,352$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,23$.

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 ϵ_α зависит от параметров производящего контура зуборезного инструмента. Для стандартного исходного контура предельное значение коэффициента перекрытия $\epsilon_{\alpha 0} = 1,98$.

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 Y_{FS} только для зубьев стандартного исходного контура. Одним из направлений совершенствования расчетов зубчатых передач является определение напряженного состояния зубчатых колес методами теории упругости, в частности методом граничных элементов (МГЭ).

Расчет напряжений в зубьях при изгибе для цилиндрических зубчатых передач выполнен в рамках плоской задачи теории упругости посредством МГЭ, называемого также методом граничных интегральных уравнений. Суть метода состоит в сведении краевой задачи для дифференциальных уравнений теории упругости с учетом граничных условий к интегральному уравнению по границе области. Вместо функций, заданных в двумерной области, вводят функции, заданные на контуре, что позволяет понизить на единицу размерность задачи, выиграв в подготовке исходной информации, объеме используемой памяти и времени вычислений. Решение плоской задачи теории упругости в напряжениях сведено к регулярному интегральному уравнению в комплексных переменных. В расчетной схеме (рис. 1) использована двумерная модель в виде зуба, выступающего на полуплоскости под действием сосредоточенной силы. Контур зуба описывается точно, не требуется аппроксимации прямолинейными или криволинейными элементами, как в методе конечных элементов, или построение отображающих функций, как в методе конформного отображения.

Интегральное уравнение имеет следующий вид [6, 8]:

$$\Phi(t_0) - [1/(\pi i)] \int_L A(t, t_0) \operatorname{Re} \Phi(t) dt / (t - t_0) = 1/2 p(t_0) + [1/(2\pi i)] (d\bar{t}_0/dt_0) \int_L p(t) dt / (\bar{t} - \bar{t}_0),$$

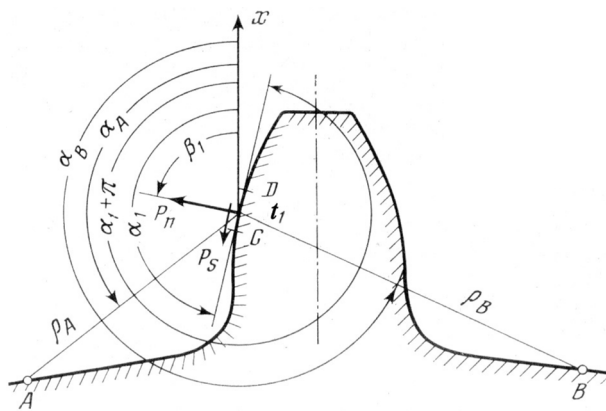


Рис. 1. Расчетная схема контура зуба

$$A(t, t_0) = 1 - (d\bar{t}_0/dt_0) [(t - t_0)/(\bar{t} - \bar{t}_0)],$$

где $t = x + iy$ – комплексная координата точки контура области; $\bar{t} = x - iy$ – комплексно-сопряженная координата; $dt = ie^{i\beta} ds$ – дифференциал комплексной переменной при обходе по контуру области; β – угол наклона нормали в точке t по отношению к оси x ; $e^{i\beta} = \cos\beta + i \sin\beta$; ds – дифференциал длины кривой; $d\bar{t} = -ie^{-i\beta}$; $d\bar{t}/dt = -e^{-2i\beta}$; t_0 – выделенная (нулевая) точка интегрального уравнения.

В целом интегральное уравнение представляет собой бесконечную систему равенств с каж-

дой точкой контура области в качестве нулевой. Искомая функция $\Phi(t)$ в действительной части $\text{Re } \Phi(t) = 1/4 \sigma$ представляет собой сумму напряжения растяжения-сжатия σ_s у поверхности и нормальной составляющей p_n внешней нагрузки (которая относится к исходным данным). Известные функции в интегральном уравнении непосредственно выражают напряжения у поверхности. Интеграл берется по границе области. Замена интеграла конечной суммой сводит интегральное уравнение к системе линейных алгебраических уравнений. В правой части уравнения представлена внешняя нагрузка на границе области $p(t) = p_n + ip_s$, где p_n и p_s – нормальные и касательные внешние напряжения.

Развитие МГЭ и создание программы плоской задачи теории упругости позволило получить достаточно точное решение в определении напряжений при изгибе зубьев зубчатых колес практически любого исходного контура (нестандартного симметричного, асимметричного и пр.). Программа МГЭ предусматривает учет влияния ряда геометрических и силовых факторов: построение контура зуба, учет положения точки контакта, сил трения, вычисление коэффициентов формы зуба, коэффициента асимметрии цикла, относительного градиента первого главного напряжения.

С целью проверки расчетов выполнены экспериментальные исследования методом фотоупругости (рис. 2). Из экспериментальных методов исследования полей напряжений на моделях наибольшее распространение получил поляризационно-оптический метод, основанный на интерференции поляризованного света, прошедшего через модель из прозрачного оптически чувствительного материала. Луч поляризованного света, т. е. света, у которого колебания совмещены в одну плоскость, при прохождении через модель распадается на два луча с колебаниями в плоскостях главных напряжений, причем скорости прохождения этих лучей линейно зависят от соответствующего напряжения. С помощью анализатора колебания лучи совмещаются в одну плоскость, но имеют разность хода, пропорциональную разности главных напряжений, и поэтому интерferируют. Определяемая разность главных напряжений пропорциональна номеру соответствующей темной полосы интерференции.

Основные расчетные зависимости для определения контактной прочности активных поверхностей зубьев и изгибной прочности зубьев при многопарном зацеплении приняты согласно стандартной методике [7]. Особенности многопарного зацепления учтены через коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} и коэффициенты распределения нагрузки между двумя парами зубьев K_{Ha} и K_{Fa} . В цилиндрических передачах с $\varepsilon\alpha < 2$ нагрузочная способность в большинстве случаев определяется зоной однопарного контакта, где 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 в зависимости от степени точности, жесткости зацепления составляет ~ 63% 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 напряжений, которые устраняются профильной модификацией.

На рис. 3 представлены сравнительные результаты расчета серийной и опытной пар. Зубчатые колеса изготовлены из стали 15ХГН2ТА, 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



Рис. 2. Интерференционная картина распределения напряжений на модели

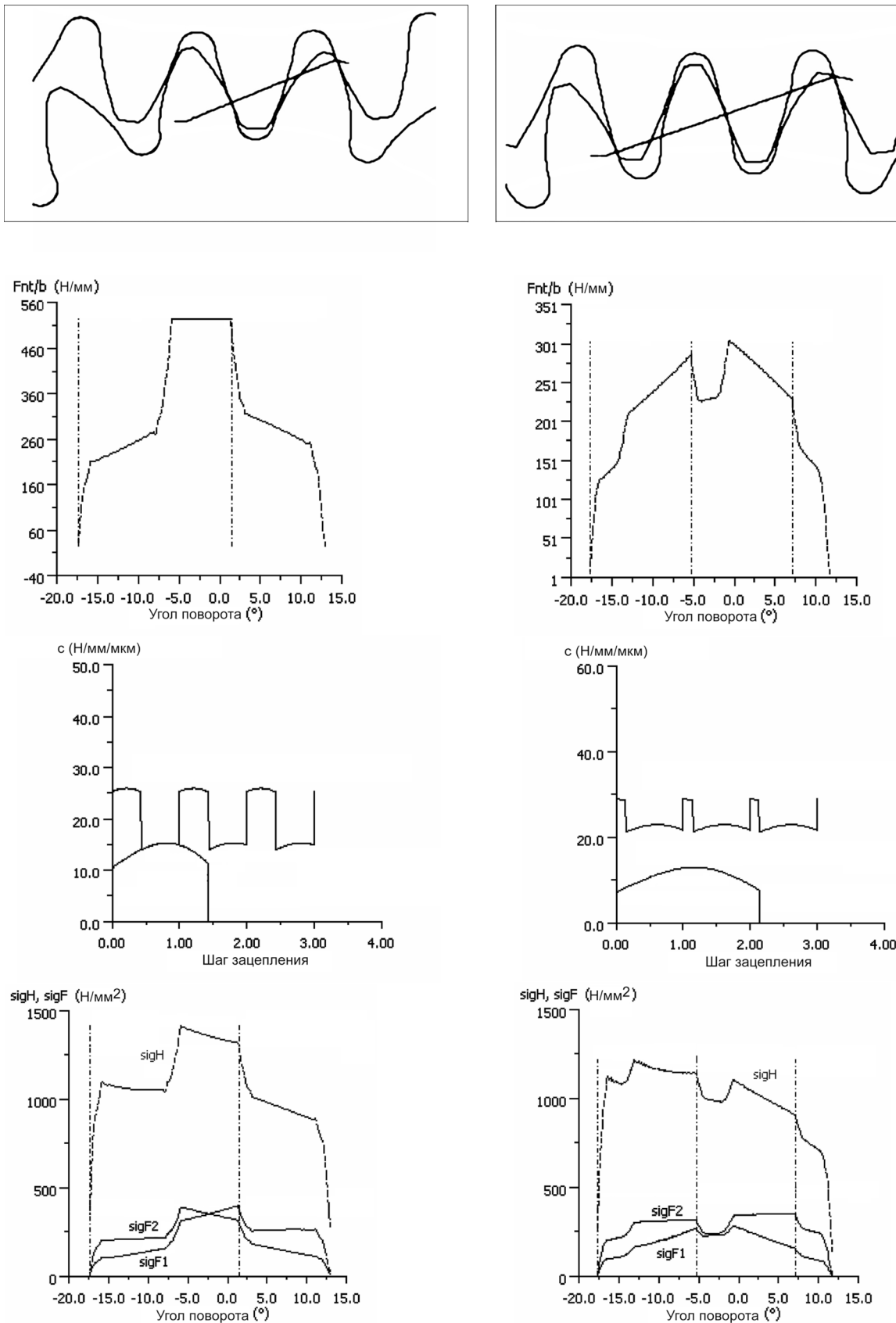


Рис. 3. Распределение удельной нагрузки, жесткости и напряжений по линии зацепления в зубчатых парах $z1/z2 = 19/45$; $m = 4,5$ мм; $\varepsilon = 1,42$ (слева) и $z1/z2 = 29/69$; $m = 3$ мм; $\varepsilon = 2,12$ (справа)

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. Нарботка трактора составила 4282 ч, из них 1520 ч трактор использовался на выполнении энергоемкой работы (пахота с четырехкорпусным оборотным навесным плугом XMS–950). Отмечена более плавная по сравнению с серийными зубчатыми передачами работа опытных зацеплений. Уровень шума на максимальных режимах нагружения был меньше на 1–5 дБА, чем в серийной трансмиссии.

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

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. Barnett, D. W. Load Sharing in High Contact Ratio Truck Transmission Gearing/ D. W. Barnett, A. B. L. Agarwal, E. R. Braun // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. – 1990. – Vol. 92. – N 2. – P. 80–88.
4. Moravec, V. Notes to design of the cylindrical gears with High Contact Ratio (HCR) / V. Moravec, T. Havlik // MECCA. – Praha, 2006. – Vol. 4, N 1+2. – P. 11–17.
5. Load Sharing Analysis of High-Contact-Ratio Spur Gears in Military Tracked Vehicle Applications / M. Rameshkumar [et al.] // Gear Technology. – 2010, July. – P. 43–50.
6. Rubenchik, V. Boundary-Integral Equation Method Applied to Gear Strength Rating / V. Rubenchik // Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design. – 1983. – Vol. 105. – P. 129–131.
7. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования: учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Майкейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., перераб. – Минск: Выш. шк., 2006. – 560 с.
8. Методические руководства по расчету напряжений в зубьях с модифицированными и нестандартными профилями при изгибе / О. В. Берестнев [и др.] // Оперативно-информационные материалы. – Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1981. – 51 с.

A. T. SKOYBEDA, B. B. SUPIN

LOAD CAPACITY INCREASE OF TRACTOR «BELARUS» GEAR DRIVE BY MEANS OF MULTIPLE CONTACT APPLICATION

Summary

Gearing with high contact ratio (HCR) has other properties then gearing formed with the standard shape profile. It is characterized by increased load capacity. In this paper the solution to the problem of stress concentration in the root of gear is based on the boundary element method (BEM). HCR-gearboxes with tooth fillet of multiple contact remain unchanged.