

Список литературы. 1. Шишов В.П., Носко П.Л. и др. Високо навантажені циліндричні передачі з двоопукло-ввігнутими зубцями. Монографія. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2005. – 216с. 2. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 3. Кривошея А.В., Сторчак М.Г. и др. Изготовление моделей и функциональных опытных образцов алмазных зубообрабатывающих инструментов с использованием метода ускоренного лазерного прототипирования. // Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч.-техн. сб. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. – Вып.73. – С.124-137. 4. Паршин А.Н. Разработка методов анализа, синтеза зацепления и изготовления арочных цилиндрических зубчатых колес: автореф. дис. на соиск. науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.0.18 "Теория механизмов и машин". – М: ИМАШ РАН, 2008. – 21с. 5. Бочарова И.А. Алгоритм и программа для интерактивного синтеза цилиндрических зубчатых передач // Геометричне та комп'ютерне моделювання: Збірник наукових праць. – Харків, 2007. – Вып.16. – С. 133-140.

Поступила в редколлегию 15.05.09

УДК 621.833.1

Д.В. ДОРОФЕЕВ, инженер-программист ФГУП ММПП "Салют"

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ КОНТАКТНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НОВОГО МЕТОДА ПОСТРОЕНИЯ БЛОКИРОВОЧНЫХ КОНТУРОВ

Статья посвящена анализу методов оценки несущей способности зубчатых передач, а также об использовании специальных полей на области существования для совершенствования проектирования.

The article narrates about using of various methods for an estimation of bearing capacity of gears, and also using of special fields on existence domain for simplification of process of projection.

Введение. Согласно [1], "влияние параметров, определяющих геометрию зацепления, на несущую способность, лимитируемую прочностью активных поверхностей зубьев, учитывается коэффициентами Z_H и Z_ε ". Также в работе [1] показано, что коэффициенты Z_H и Z_ε имеют приближенный характер, что связано с невозможностью учитывать реальную погрешность профиля зубчатого колеса (Z_H), а также необходимостью учета динамических нагрузок (Z_ε).

Существует несколько формул для вычисления Z_H и Z_ε , приведенных в работах [1], [3], [4]. Данная работа преследует цель определить степень их соответствия значениям нагрузок на зубчатое колесо.

Оценка формул для определения коэффициентов Z_H и Z_ε . Согласно [1], варьируя коэффициентами смещения для шестерни и колеса можно спроектировать "прямозубую передачу с полюсом в зоне двухпарного зацепления и получить значительное увеличение несущей способности". Количество пар участ-

вующих в зацеплении определяется величиной коэффициента перекрытия. Таким образом, формулы для расчета коэффициентов Z_H и Z_ε должны учитывать изменения геометрии, связанные с подбором коэффициентов смещения.

Для вычисления нагрузок использован программный комплекс AS Gears, показавший "хорошую сходимость результатов расчета и экспериментов" [2].

Расчет будет проводиться для пары зубчатых колес со следующими параметрами:

Таблица 1 – Параметры зубчатых колес

Геометрические параметры		
Зубчатое колесо	Шестерня	Колесо
Число зубьев	28	41
Рабочий модуль, мм	3.0	3.0
Угол зацепления, град.	25	25
Угол наклона зубьев	0	0
Коэффициент высоты головки	1.235	1.235
Режим нагружения		
Частота вращения на входе, об/мин		17500
Номинальная мощность, л.с.		833
Максимальная передаваемая мощность, л.с.		1333

Для коэффициентов смещения, показанных в таблице 2:

Таблица 2 – Выбранные коэффициенты смещения

Точка	X1	X2	Коэффициент перекрытия
1 (1.4566, 2.1055)	1.4566	2.1055	1.1771
2 (0.0136, 0.608)	0.0136	0.608	1.6998
3 (-0.443, -0.2764)	-0.443	-0.2764	1.9332

Для точек 1–3 проведем расчет несущей способности по формулам из [3]:

$$K_{\alpha,\beta,\varepsilon} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \frac{\cos \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha)}{\cos \alpha_{tw}} \cdot \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} \right)^2}; \quad (1)$$

$$K_{\alpha,\beta,\varepsilon} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \frac{\cos \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha)}{\cos \alpha_{tw}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \right)^2}. \quad (2)$$

А также [4]

$$K_{\alpha,\beta,\varepsilon} = \sin \alpha_{tw} (\sin \alpha_{tw} / \sin \alpha)^2 \cos \alpha \cos \beta \cdot \varepsilon_\alpha. \quad (3)$$

Сведем результаты, полученные по данным формулам в таблицу:

Таблица 3 – Значения коэффициентов относительной прочности

Точка	Формула (1)	Формула (2)	Формула (3)
1 (1.4566, 2.1055)	0.290204	0.3214355	0.5906794
2 (0.0136, 0.608)	0.2731601	0.355600806	0.69987
3 (-0.443, -0.2764)	0.241576	0.3217313	0.65796

Графически эти данные можно представить в виде:

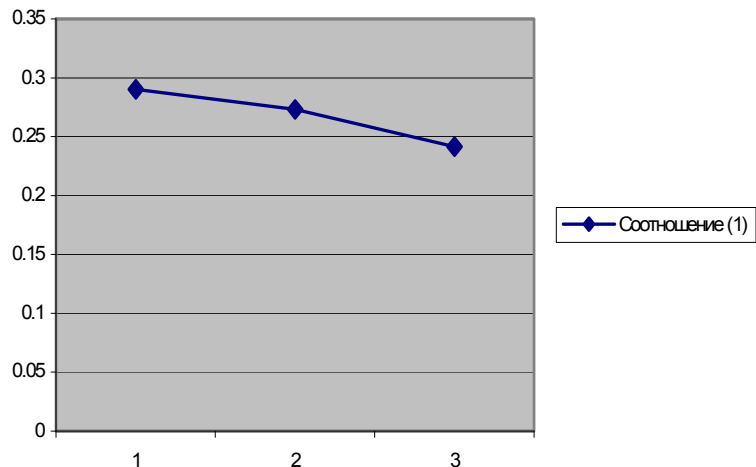


Рисунок 1 – Графическое представление расчетных значений по формуле (1)

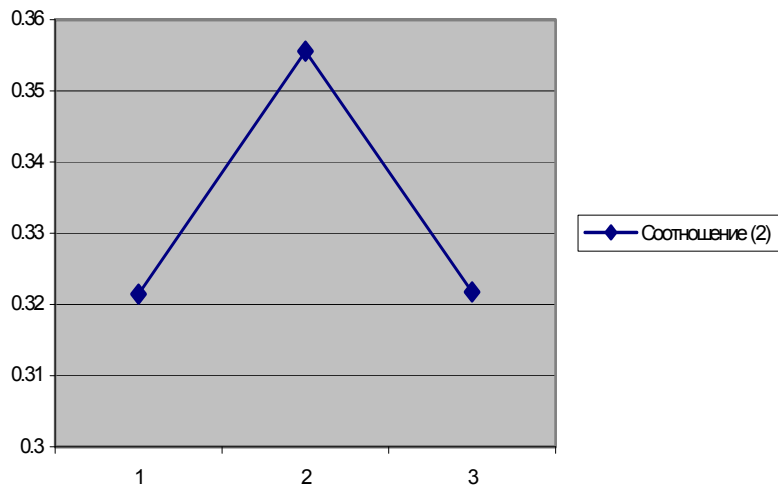


Рисунок 2 – Графическое представление расчетных значений по формуле (2)

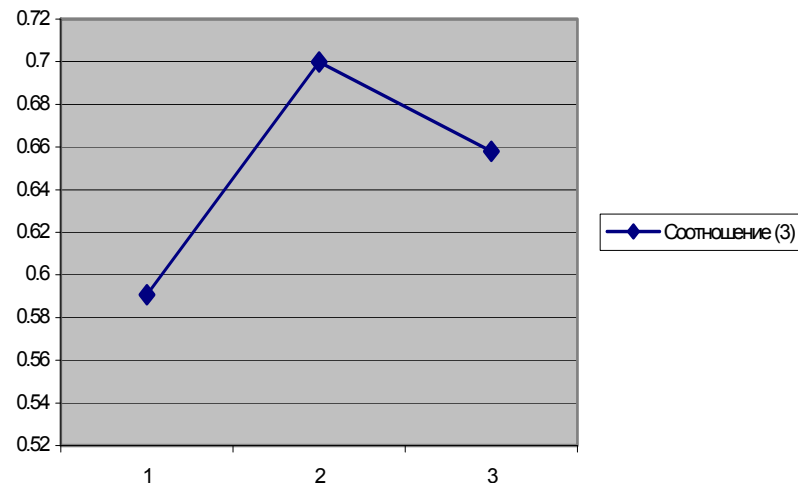


Рисунок 3 – Графическое представление расчетных значений по формуле (3)

Очевидно, что при одних и тех же значениях коэффициентов смещений расчетные соотношения дают различные результаты изменения несущей способности.

Сопоставим полученные результаты с расчетом напряжений для зубчатой передачи 7 степени точности:

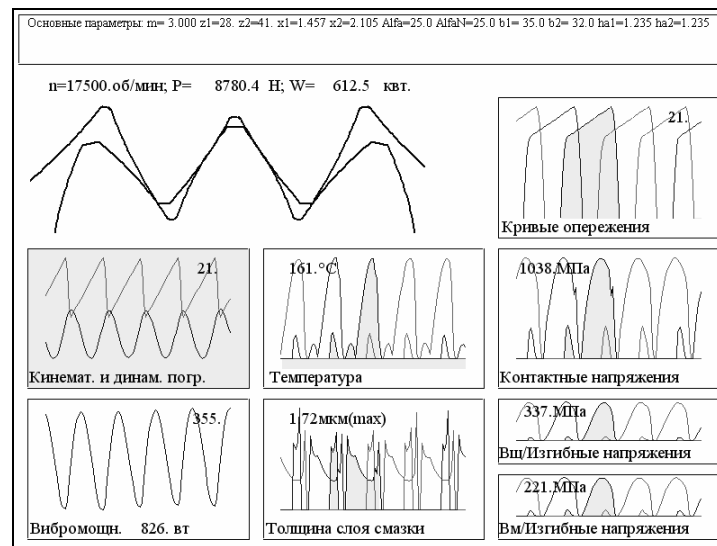


Рисунок 4 – Результат выполнения расчета напряжений по 7 степени точности для коэффициентов смещения $X_1=1.4566$, $X_2=2.1055$

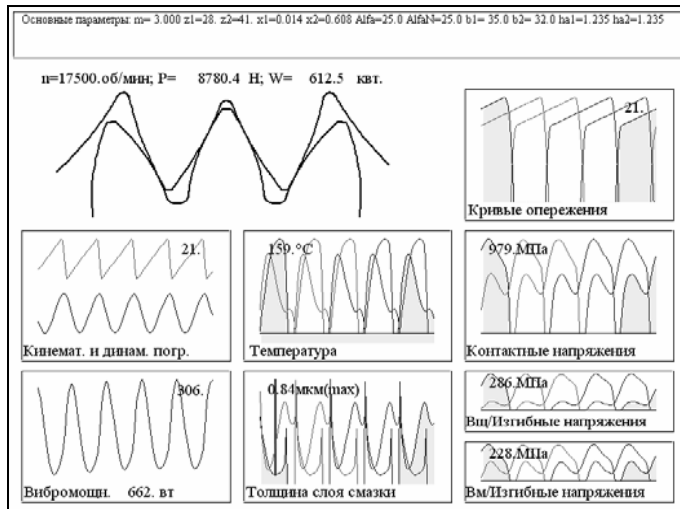


Рисунок 5 – Результат выполнения расчета напряжений по 7 степени точности для коэффициентов смещения $X_1=0.0136$, $X_2=0.608$

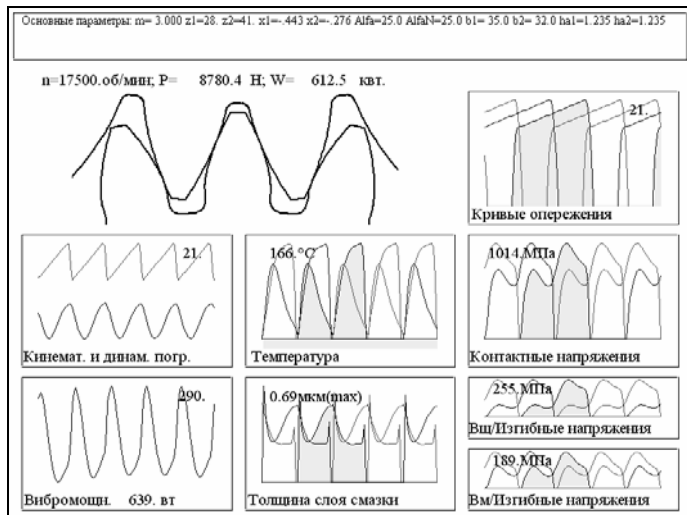


Рисунок 6 – Результат выполнения расчета напряжений по 7 степени точности для коэффициентов смещения $X_1=-0.443$, $X_2=-0.2764$

Из формулы расчета контактных напряжений в полюсе [3] при $K_H = 1$:

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

найдем по данным компьютерного моделирования значение $K_{\alpha,\beta,\varepsilon}$ в виде:

$$K_{\alpha,\beta,\varepsilon} = \frac{1}{(Z_H \cdot Z_\varepsilon)^2} = \left(\frac{Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}}{\sigma_H} \right)^2, \quad (5)$$

которые, сведем в таблицу:

Таблица 4 – Результаты расчета напряжений системой AS Gears

Точка	Контактные напряжения (МПа)	Критерий относительной контактной прочности
1 (1.4566, 2.1055)	1038	0.16693157
2 (0.0136, 0.608)	979	0.18765831
3 (-0.443, -0.2764)	1014	0.174927172

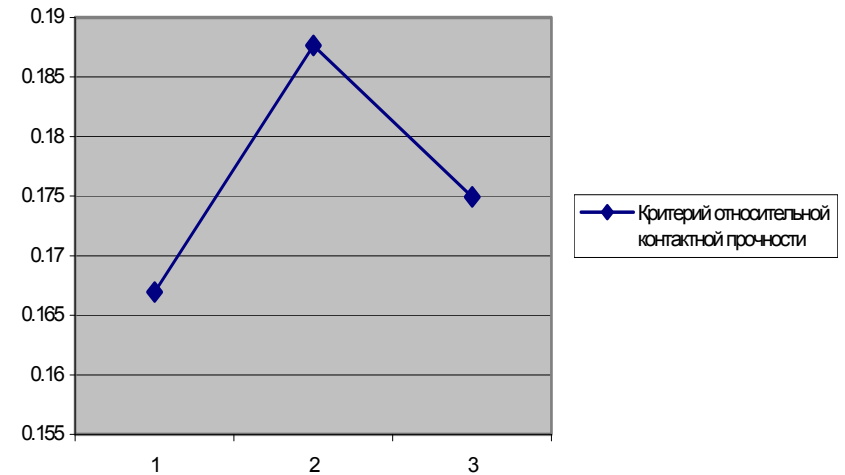


Рисунок 7 – График изменения критерия относительной контактной прочности при расчете по 7 степени точности

Сопоставим степень соответствия формул (1–3) с полученным результатами по формуле (5), представленные на графике (7):

Таблица 5 – Соотношение изменения значений между точками

Точки	Формула (1)	Формула (2)	Формула (3)	Формула (5)
1–2	1.062395	0.903922	0.843984	0.889550
2–3	1.130741	1.105272	1.063696	1.072779649

Из таблицы видно, что наиболее близкими значениями к результатам вычисления критерия относительной контактной прочности, полученной методом компьютерного моделирования, обладает формула (3). Однако, из графиков

следует, что существует максимум контактной прочности зубчатой передачи при определенных коэффициентах смещения. Для его нахождения требуется проведение многократных расчетов. Для упрощения процесса проектирования предлагается использовать построение поля относительной контактной прочности, построенные методами компьютерного моделирования (рисунки 8, 9).

Автором разработано два метода построения областей существования зубчатых передач: 1) при заданной высоте головки зуба и 2) при заданной толщине зуба на вершине. Результат расчета первым методом показан на рисунке 8.

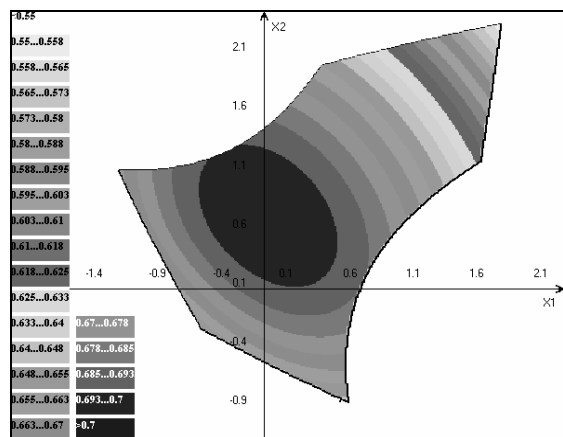


Рисунок 8 – Поле изменения критерия относительной контактной прочности, построенное методами компьютерного моделирования при заданной высоте головки зуба

Из рисунка 8, следует, что существует достаточно широкая зона равномерной прочности в пределах $0.693 \leq K_{\alpha,\beta,\varepsilon} < 0.7$. Однако для обеспечения оптимальной геометрии и задания условий химико-технологической обработки, большие значения приобретают поля с заданной толщиной зуба на вершине, при изменяемой высоте головки зуба (рисунок 9):

Выводы. Различные расчетные формулы для определения несущей способности зубчатых колес общего машиностроения дают различные результаты при одних и тех же коэффициентах смещений. Сопоставление полученных данных с программным комплексом AsGears, разработанного в ФГУП "ММПП "Салют", позволяет сделать вывод, что наиболее объективная картина об изменении несущей способности может быть получена по формуле (3), предложенной Яковлевым А.С. [4].

Выбор коэффициентов перекрытия с помощью блокировочных контуров, на которые нанесены поля критерия относительной контактной прочности, может значительно упростить процесс проектирования и является важным дополнением программного комплекса моделирования зубчатых передач – AsGears.

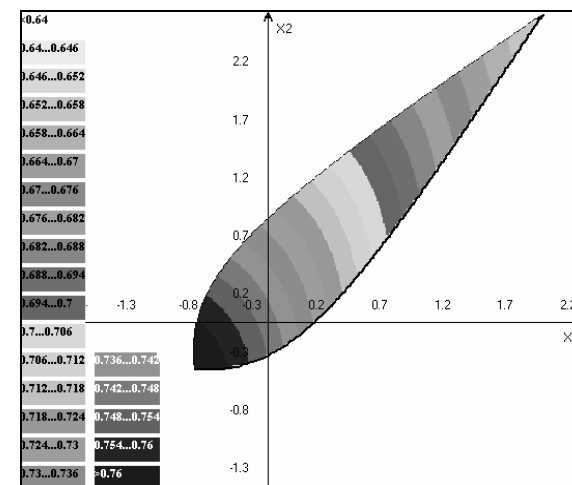


Рисунок 9 – Поле изменения критерия относительной контактной прочности, построенное методами компьютерного моделирования при заданной толщине зуба на вершине

Автором разработано два метода проектирования передач с построением блокировочных контуров:

1. **По заданной высоте головки зуба.** Наибольшие значения по контактной выносливости достигаются в достаточно широкой зоне, в пределах изменения $0,693 \leq K_{\alpha,\beta,\varepsilon} < 0,7$ при небольших положительных коэффициентах смещения.

2. **По заданной толщине зуба на вершине.** В каждой точке контура высота головки зуба различна. Этот метод позволяет достигнуть оптимальной геометрии практически в каждой точке блокировочного контура. Большие значения критерия относительной контактной прочности достигаются при малых и отрицательных коэффициентах смещения.

В работе [4] указано, что увеличение коэффициента высоты головки, позволяет достигнуть больших значений контактной выносливости, это подтверждается результатами настоящей работы. Наибольшим критериям относительной прочности ($K_{\alpha,\beta,\varepsilon} > 0,76$) соответствует коэффициенты высоты головки $h_a \approx 1,45$. При проектировании по заданной толщине зуба на вершине можно повысить контактную прочность на 10% при седьмой степени точности колес.

Список литературы: 1. Кудрявцев В. Н. К вопросу об уточнении оценки несущей способности цилиндрических зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1983. – №3. – С.17–19. 2. Постелова О. Нужны ли нам "двигатели прогресса": <http://www.avia.ru/aut/135/>. 3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. 4. Яковлев А.С. Еще раз к вопросу эффективности применения зубчатых передач с зацеплением Новикова // Редукторы и приводы. – 2007. – №1,2. – С.48–54.

Поступила в редакцию 05.05.09