

## **КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ В МОДИФИЦИРОВАННОМ ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ**

**Введение.** Контактное взаимодействие зубьев является основным видом передачи механической мощности в редукторах и трансмиссиях. В связи с этим обеспечение контактной прочности выходит на первый план при проектировании зубчатых зацеплений, особенно – при использовании зацеплений новых типов, например, двухпараметрических или эволютных [1-4]. В этих случаях необходимо исследовать контактное взаимодействие тел, ограниченных поверхностями сложной формы. С другой стороны, даже зубья традиционных эвольвентных зубчатых колес подвергаются продольной модификации и «бочкованию», в результате чего форма исходной рабочей поверхности незначительно изменяется. Однако такое незначительное изменение геометрической формы приводит к существенному изменению локализации контакта зубьев. В результате улучшаются условия сопряжения зубьев, например, за счет меньшей чувствительности к погрешностям обработки, сборки и упругого деформирования. Отсюда – избавление от нежелательной концентрации напряжений на кромках зубьев. В то же время для расчета контактного взаимодействия таких зубьев нельзя напрямую применять традиционные методики, поскольку по мере увеличения силы их прижатия пятно контакта резко прогрессирует, быстро выходя на периферию рабочих поверхностей. В связи с этим требуется разработка новых моделей и проведение численных исследований, которые бы дали возможность установить качественные особенности и количественные характеристики контактного взаимодействия зубьев со сложнопрофильными поверхностями. Это составляет цель данной работы.

**Анализ существующих методов расчета контактного взаимодействия.** Основные методики анализа контактной прочности зубчатых зацеплений до настоящего времени – стандартизированные модели и алгоритмы [5]. Они базируются на соотношениях, получаемых из модели Герца [6]. Для учета влияния факторов, этой моделью не учитываемых должным образом, служат различные коэффициенты [7]. Данные коэффициенты получены, как правило, эмпирическим путем в ходе многовариантных стендовых испытаний зубчатых зацеплений. Неустранимый недостаток такого подхода – невозможность распространения на те типы зацеплений, которые только создаются, и опытные образцы которых либо отсутствуют, либо их изготовление в большом количестве нецелесообразно.

Сложившееся противоречие частично разрешается путем проведения многовариантных исследований контактного взаимодействия тел конечных размеров, что отражено в работах [8, 9]. В то же время геометрическая форма тел, контактное взаимодействие которых исследовалось в этих работах (а именно два параллелепипеда с эллипсоидальной формой искажения пары сопряженных граней), не вполне совпадают с формой зубчатых передач того или иного типа. Кроме того, отличаются и граничные условия на закрепленных частях взаимодействующих тел. В связи с этим требуется проведение подобных исследований контактного взаимодействия сложнопрофильных тел, но с приближением их формы и граничных условий к реальным условиям.

**Постановка задачи.** Исследуется контактное взаимодействие при однопарном зацеплении прямозубых зубьев эвольвентного профиля (рис. 1). Случай I соответствует исходной геометрии зубьев. Случай II – контакт зубьев, модифицированных путем

формирования «бочек» на рабочих поверхностях радиусами  $R_1, R_2$ . Случай III – номинальная исходная геометрия зубьев (случай I) плюс перекос на небольшой угол  $\alpha$ .

Анализ контактного взаимодействия осуществляется при помощи метода конечных элементов. Нагружение – путем приложения крутящего момента  $M = P \cdot R$ , где  $P$  – усилие прижатия зубьев,  $R$  – плечо действия этой силы относительно оси нагружаемого зубчатого колеса. Второе колесо тормозится на оси. Локальная зона контактирующих зубьев – на рис. 2. Требуется определить характер изменения контактных площадок и распределений контактных давлений при изменении крутящего момента (или усилия прижатия  $P$ ). Кроме того, результаты конечно-элементного моделирования дают возможность определить напряженно-деформированное состояние (НДС). В связи с этим попутно ставится задача определения влияния усилия прижатия (или крутящего момента) на характеристики НДС.

**Результаты исследований.** Параметрические конечно-элементные модели (рис. 3) исследуемых объектов дают возможность организовывать и проводить многовариантные исследования их напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия. Для обеспечения таких расчетных исследований был создан соответствующий макрос, который дает возможность в полуавтоматизированном режиме варьировать исходные данные, осуществлять расчеты, проводить обработку массива результирующей информации и устанавливать зависимости контролируемых величин от варьируемых параметров. В итоге была получена база данных значительного объема, содержащая весь комплекс информации о напряженно-деформированном состоянии зубьев с учетом контактного взаимодействия. Созданная база данных является открытой, т.е. предоставляет возможность не только проводить анализ уже полученных результатов, но и организовывать дальнейшие исследования с изменением любых варьируемых параметров. Т.о., получаем базу данных с элементами базы знаний, т.е. с возможностями установления закономерностей, которые отражают зависимость характеристик НДС от совокупности значимых параметров.

По итогам анализа созданной базы данных расчетных исследований могут быть построены интегральные зависимости максимальных контактных давлений  $q$  и эквивалентных напряжений по Мизесу  $\sigma$ , в зоне контакта зубьев от крутящего момента  $M$ . В частности, на рис. 4 отображена зависимость изменения максимальных контактных давлений при варьировании величины крутящего момента, предсказанные методом

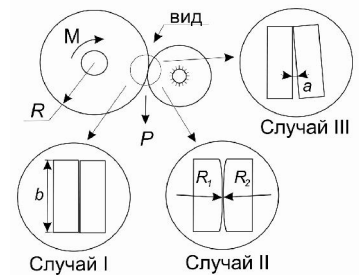


Рис. 1. Схема контактного взаимодействия зубьев прямоугольной эвольвентной передачи

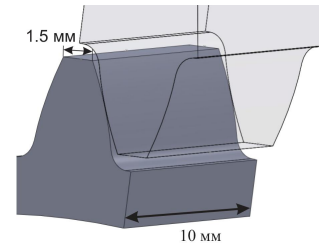


Рис. 2. Геометрическая модель зоны контактного взаимодействия эвольвентных зубьев

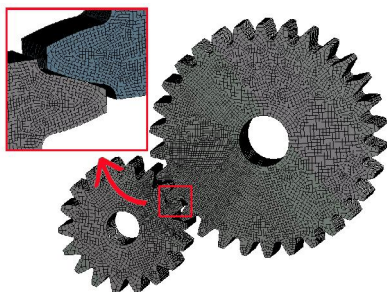


Рис. 3. Конечно-элементные модели исследуемых зубьев: 300 тыс. конечных элементов (КЭ), более 1 млн. узлов

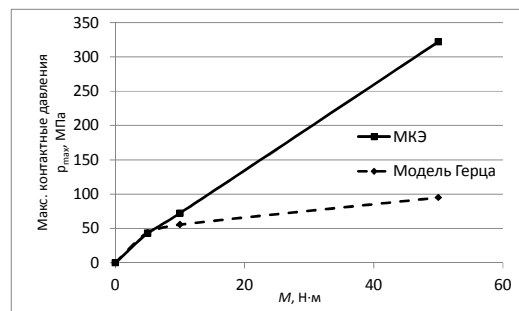


Рис. 4. Зависимости изменения максимальных контактных давлений при варьировании крутящего момента, полученные разными методами

Герца и полученные численным решением методом конечных элементов. На рис. 5, 6 – картины распределения  $q$  и  $\sigma$ .

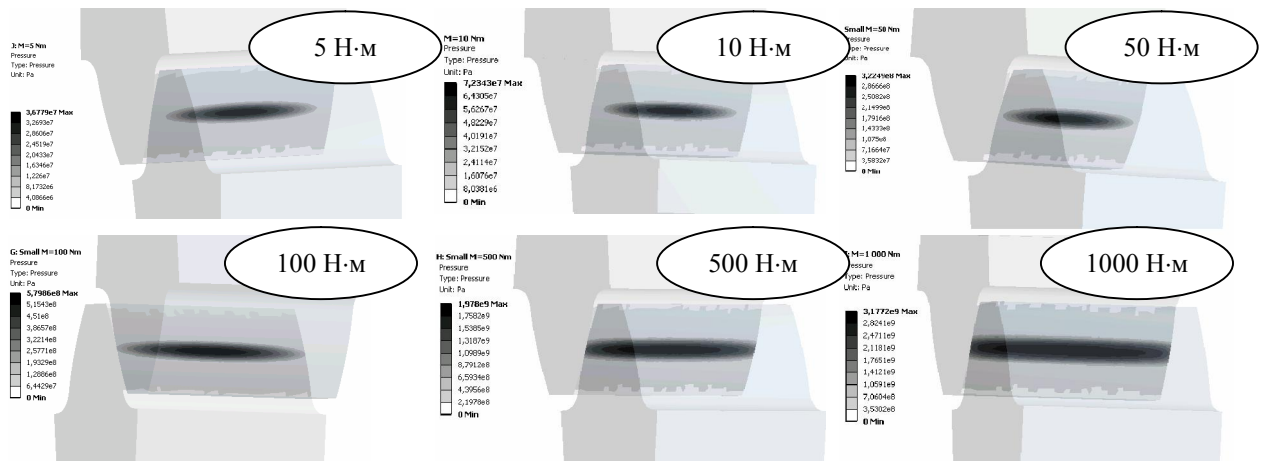


Рис. 5. Распределение контактных давлений при варьировании величины крутящего момента (случай II)

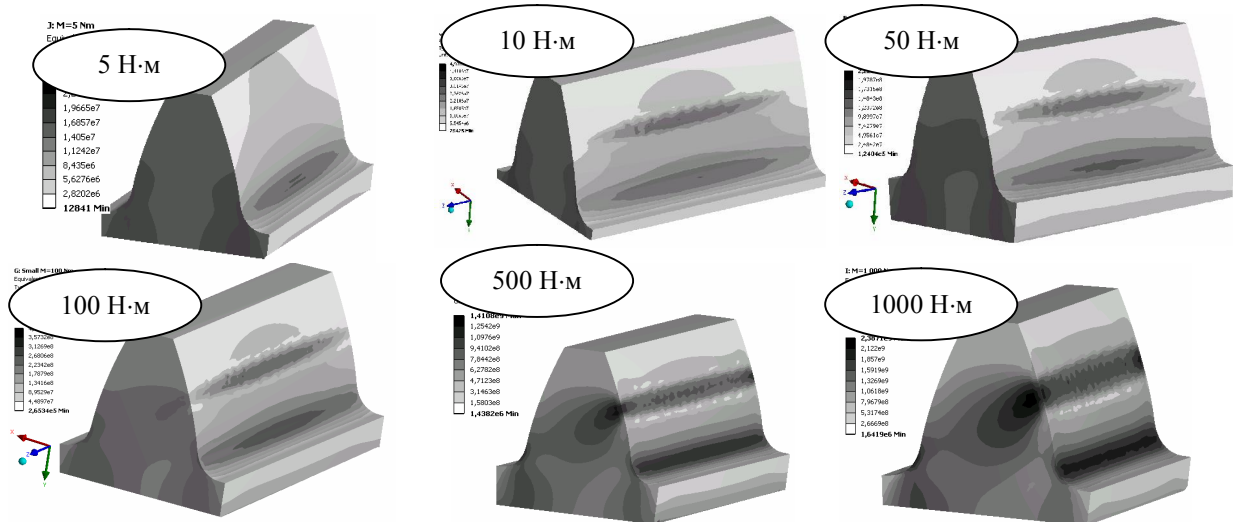


Рис. 6. Напряжения по Мизесу, возникающие в сопрягаемых зубьях (случай II)

Как видно из представленных зависимости и распределений, тенденции изменения  $q_{max}$  резко отличаются от получаемых согласно модели Герца. Четко прослеживаются два участка на кривой  $q_{max}(M)$ : первый из них соответствует случаю, когда площадка контакта расположена в центральной зоне рабочей поверхности зубьев, а второй – при выходе пятна контакта на периферию зуба. При этом максимальные контактные давления достигаются в центральной части пятна контакта, однако характер максимума резко выражен на первом участке (при малых  $M$ ), а далее, с ростом  $M$  он становится все менее резко выраженным. Максимальные напряжения по Мизесу достигаются на некоторой глубине от рабочей поверхности зуба. При этом зона их расположения в плане с ростом  $M$  распространяется к периферии рабочих поверхностей зуба, а максимальные значения не меняют локализацию и остаются в центре (в пределах исследованных в данном случае диапазонов нагрузок).

Естественно, что сам характер распределения  $q$  и  $\sigma$ , для случая II (см. рис. 1), т.е. для бочкообразного зуба, отличается как от идеального контакта прямых зубьев (случай I, см. рис. 1), так и от контакта с перекосом (случай III, см. рис. 1). Характерные распределения  $q$  представлены для случаев I и III на рис. 7, 8. На рис. 9 – сравнительные диаграммы, показывающие соотношение уровней контактных давлений, возник-

каючих в случаях I, II, III при  $M = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Видно, что случай III является неблагоприятным. Случай I является более предпочтительным по сравнению со случаем II. Однако, учитывая, что в реальности случай I неизбежно трансформируется к случаю III (из-за неизбежного наличия перекосов, погрешностей изготовления и деформаций осей, валов, ступиц зубчатых колес), устойчиво предпочтительным является как раз вариант II.

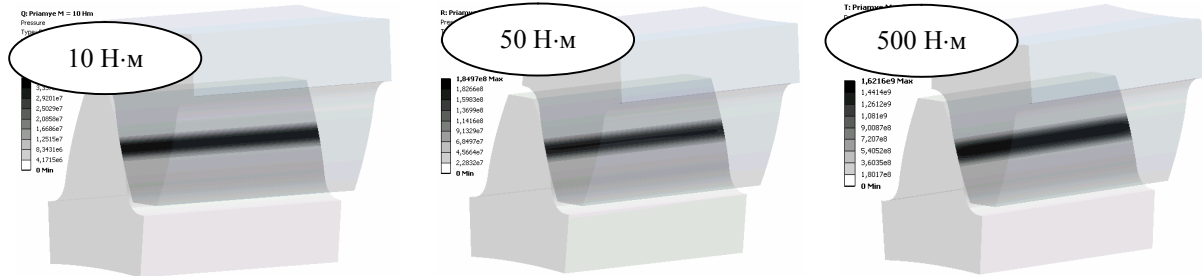


Рис. 7. Распределение контактных давлений при варьировании величины крутящего момента (случай I)

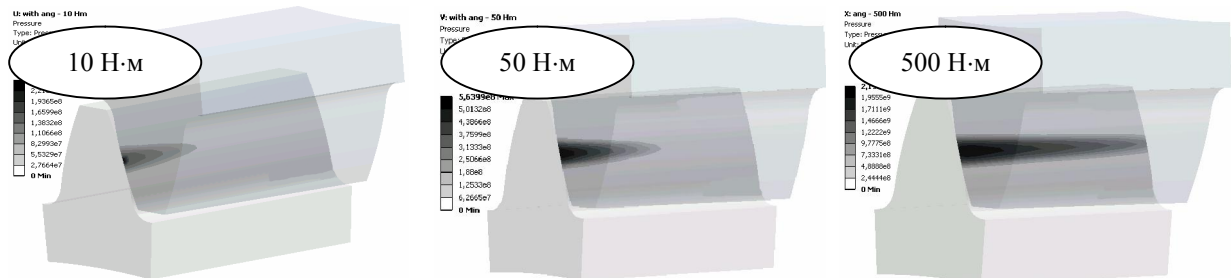


Рис. 8. Распределение контактных давлений при варьировании величины крутящего момента (случай III)

**Выводы.** Разработанные модели и алгоритмы исследования контактного взаимодействия зубьев модифицированных зубчатых передач дают возможность проводить анализ влияния различных факторов на напряженно-деформированное состояние взаимодействующих тел. С использованием этого инструментария, в частности, влияния модификации зубьев («бочкования») на характер распределения и величины достигаемых контактных давлений и напряжений. Установлено, что использованная модификация благоприятно сказывается на напряженно-деформированном состоянии контактирующих зубьев. Снижается реально реализуемый уровень контактных давлений и напряжений.

Предложенные подходы, модели, созданные базы данных и установленные закономерности могут быть использованы в дальнейшем при исследованиях и обосновании проектно-технологических параметров перспективных зубчатых передач.

**Литература:** 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. / А.И. Павлов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с. 2. Протасов Р.В.. Формирование конечно-элементной модели и анализ напряженно-деформированного состояния эволютной передачи / Р.В. Протасов, А.В. Устиненко, В.И. Сериков // Вісник НТУ «ХПИ». – Харків: НТУ «ХПИ». – 2014. – №31. – С. 139-143. 3. Протасов Р.В. Анализ контактного взаимодействия в зубчатых и цепных передачах с эволютным профилем методом конечных элементов // Р.В. Протасов, А.В. Устиненко,

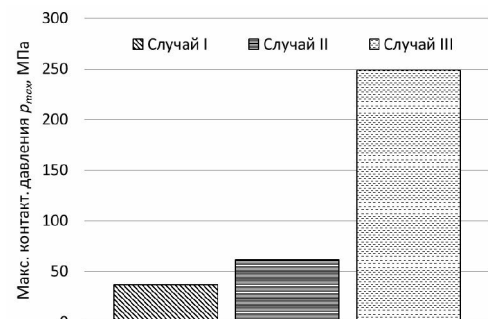


Рис. 9. Соотношение уровня максимальных контактных давлений, возникающих в случаях I, II, III.

С.В. Андриенко, А.В. Бондаренко, Е.М. Иванов, С.А. Кашуба // *Вісник НТУ «ХП»*. – Харків: НТУ «ХП». – 2015. – №43. – С. 69–73. 4. Ткачук Н.А. К вопросу конечно-элементного моделирования колес двухпараметрических передач / Н.А. Ткачук, Н.Н. Ткачук // *Вісник НТУ «ХП»*. – Харків: НТУ «ХП». – 2008. – №2. – С.159-166. 5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические звольентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125с. 6. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz. – J. Reine Angew. Math, 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 7. Заблонский К.И. Расчет и конструирование зубчатых передач / К.И. Заблонский. – Киев-Москва: Машгиз, 1958. – 175 с. 8. Негрובה Н.Б. Влияние формы поверхностей контактирующих тел конечных размеров на распределение контактных давлений / Н.Б. Негрובה // *Вісник НТУ «ХП»*. – Харків: НТУ «ХП». – 2011. – №51. – С. 98–102. 9. Скрипченко Н.Б. Распределение контактных давлений при контакте тел конечных размеров по поверхностям близкой формы при варьировании контактных площадок / Н.Б. Скрипченко // *Вісник НТУ «ХП»*. – Харків: НТУ «ХП». – 2014. – № 7. – С. 20-25.

**Bibliography (transliterated):** 1. Pavlov A.I. *Sovremennaya teoriya zubchatykh zatsepleniya*. / A.I. Pavlov. – Kharkov: HNADU, 2005. – 100 s. 2. Protasov R.V. *Formirovaniye konechno-elementnoy modeli i analiz napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya evolyutnoy peredachi* / R.V. Protasov, A.V. Ustinenko, V.I. Serikov // *Visnyk NTU «KhPI»*. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2014. – #31. – S. 139-143. 3. Protasov R.V. *Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya v zubchatykh i tseplnykh peredachah s evolyutnyim profilem metodom konechnykh elementov* // R.V. Protasov, A.V. Ustinenko, S.V. Andrienko, A.V. Bondarenko, E.M. Ivanov, S.A. Kashuba // *Visnyk NTU «KhPI»*. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2015. – #43. – S. 69–73. 4. Tkachuk N.A. *K voprosu konechno-elementnogo modelirovaniya koles dvuhparametricheskikh peredach* / N.A. Tkachuk, N.N. Tkachuk // *Visnyk NTU «KhPI»*. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2008. – #2. – S.159-166. 5. GOST 21354-87. *Peredachi zubchatyie tsilindricheskie zvolventnyie. Raschet na prochnost*. – M.: Izd-vo standartov, 1988. – 125s. 8. Negrobova N.B. *Vliyaniye formy poverhnostey kontaktiruyuschih tel konechnykh razmerov na raspredeleniye kontaktnykh davleniy* / N.B. Negrobova // *Visnyk NTU «KhPI»*. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2011. – #51. – S. 98–102. 9. Skripchenko N.B. *Raspredeleniye kontaktnykh davleniy pri kontakte tel konechnykh raz-merov po poverhnostyam blizkoy formy pri varirovaniy kontaktnykh ploschadok* / N.B. Skripchenko // *Visnyk NTU «KhPI»*. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2014. – # 7. – S. 20-25.

Скрипченко Н.Б., Ткачук М.М.

#### КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ В МОДИФІКОВАНОМУ ЗУБЧАСТОМУ ЗАЧЕПЛЕНІ

У статті поставлена та розв’язана задача про контактну взаємодію модифікованих робочих поверхонь зубчастих передач. Проведено аналіз розподілу контактних зон та контактної тиску при різній величині крутного моменту. Установлені характерні особливості напружено-деформованого стану в зоні контактної взаємодії зубців.

Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.Н.

#### КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ В МОДИФИЦИРОВАННОМ ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

В статье поставлена и решена задача о контактном взаимодействии модифицированных рабочих поверхностей зубчатых передач. Проведен анализ распределения контактных зон и контактных давлений при различной величине крутящего момента. Установлены характерные особенности напряженно-деформированного состояния в зоне контактного взаимодействия зубьев.

Skripchenko N.B., Tkachuk M.M.

#### CONTACT INTERACTION IN THE MODIFIED GEARING

In the article the problem of contact interaction of modified gear surfaces was formulated and solved. Analysis of the distribution of contact areas and contact pressure for different values of moment was held. Characteristic features of the stress-strain state in contact interaction area of teeth were identified.