

показана лінія 2', яка є лінією зуба опуклої його сторони в момент закінчення чистої її обробки. Для того, щоб обробити угнуту лінію зуба 1, необхідно лінію 2 повернути навкруги центру ділильної поверхні O на кут, який дорівнює кутовій ширині западини. При такому повороті лінія опуклої сторони зуба прийде в положення 2 і перетне ділильне коло в точці $П_1$.

З точки $П$ проведена перпендикулярно дотичній tt лінія PO_{y_2} , яку назвемо полюсною. Властивістю цієї лінії є те, що на ній обов'язково розташовані при обробці проєкції центрів радіусів стичних кіл ліній зуб'їв спіроїдного колеса O_{y_2} і O_{on} . Тому точка T_1 , яка належить лінії 3 опуклої сторони зуба, обробленої попередньо, буде її максимумом. Лінія 2 опуклої сторони западини, обробленої остаточно, розташована в середині тіла зуба, так як радіус її кола $O'P_1$ менше за радіус TO_{y_2} кола попередньо обробленої опуклої лінії 3.

Другою властивістю лінії PO_{y_2} є те, що максимумами ліній зуб'їв, які обробляються, лежать на ній. Тому точка T_1 , яка належить лінії 3 опуклої сторони зуба, обробленої попередньо, буде її максимумом.

Із сказаного витікає, що відстань між точками $П$ і T_1 є найменша між лініями 1 і 2 та 1 і 3. Це означає, що відстань між точках $П$ і T_1 є шириною западини, яку не може перевищувати товщина зуба вихідного твірного контуру інструмента. Враховуючи це, а також те, що дугу $П_1T_1$ можна замінити прямою $П_1T_1$, ширина западини і товщина зуба вихідного твірного контуру визначатимуться за формулою

$$e_n = s_{n0} = d_2 \sin \frac{2\eta}{2} \left(\cos \frac{2\beta_2 - 2\eta}{2} - \sin \frac{2\beta_2 - 2\eta}{2} \operatorname{tg} 2\eta \right), \quad (1)$$

де e_n – ширина западини нормальна спіроїдного колеса; s_{n0} – товщина зуба нормальна вихідного твірного контуру; d_2 – діаметр ділильний спіроїдного колеса; β_2 – кут нахилу зуба спіроїдного колеса; z_2 – число зуб'їв спіроїдного колеса; 2η – кутова ширина западини, $2\eta = \pi/z_2$.

Матеріал западини на ділильному діаметрі в розглянутому перерізі розподіляється між зуборізними головками відповідно до рисунка 1. Звідти витікає, що сумарна товщина двох сусідніх різців – зовнішнього і внутрішнього – двосторонньої зуборізної головки визначається для рисунку 1, а:

$$s_{y_2} = e_n - e_{on}, \quad (2); \quad 1, \delta: s_{np} = e_n - (e_{on} + e_{y_2}), \quad (3); \quad 1, \phi: s_{np} = e_n - 2e_{u}, \quad (4)$$

де s_{y_2} – товщина зуба виробляючого контуру двосторонньої зуборізної головки; e_{n0} , e_{y_2} – частина метала западини, яка видаляється з опуклої або угнутої сторін западини, величини визначаються або розрахунком, або експериментально як припуск на обробку; e_u – припуск на шліфування.

Зуборізна головка для чистої обробки опуклої сторони западини виконується односторонньою. Виробляюча поверхня цієї головки являє собою конічну поверхню, яка охоплює опуклу поверхню зуба.

Виходячи з рисунку 3, розміри профілю різця визначаються так:

$$e_{a0} = (0,7 \div 0,8)(e_{n1} - 1,25m \operatorname{tg} \alpha); \quad (5);$$

$$\phi = 90 - \delta_2; \quad (6); \quad \phi_1 = \phi - \alpha, \quad (7),$$

де e_{a0} – ширина верхньої різальної кромки різця; ϕ , ϕ_1 – допоміжні кути; δ_2 – кут нахилу осі малої головки; α – кут профілю зуба спіроїдного колеса.

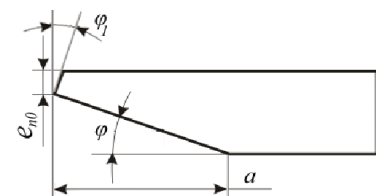


Рисунок 3 – Профіль різця для обробки опуклої сторони зуба

Розміри різців, які не стосуються профілю, виконуються відповідно до корпусу зуборізної головки, а їх розрахунок приведено в [8].

Висновки:

1. Ширина западини плоского спіроїдного колеса, визначена за формулою (1), суттєво менша, ніж визначений як для конічного колеса з криволінійними зуб'ями; для колеса $z_2=23$, $m_n=5$, $\beta=46,021^\circ$ – збільшення становить майже 1мм.

2. Ширина верхньої різальної кромки різців зуборізної головки, яка оброблює угнуту сторону зуба, відповідним чином зменшується, що треба враховувати при конструюванні зуборізної головки та призначенні режимів обробки колеса.

Список літератури: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968 –584с. 2. Георгиев А.К. О накопленных результатах экспериментального исследования нагрузочной способности различных видов спиральных редукторов с передачами со стальными парами / А.К. Георгиев // Совершенствование методов расчета и зубообработки цилиндрических и конических зубчатых, спиральных, гипонидных и червячных передач: респуб. науч.-техн. конф., 11-15 окт. 1989г.: тезисы докл. – Ижевск, 1989. – С.41. 3. Васильев В.М. К анализу возможности локализации контактов витков червяка и зубьев колеса ортогональной цилиндрической спиральной передачи способом согласно А.С. №937827 / В.М. Васильев [и др.] // Вопросы проектирования, технологии изготовления и внедрения спиральных передач и редукторов. – Ижевск, 1984. – С.32-36. 4. Гольдфарб В.И. Методология и результаты оценки нагрузочной способности спиральных передач / В.И. Гольдфарб, А.С. Куницын, В.Н. Мокрецов // Теория реальных передач зацеплением: материалы V междунар. симпоз., 5-12 окт. 1993г., Курган, Россия / Курганский маш. ин-т. – Курган, 1993 – С.20. 5. Георгиев А.К. Вопросы формообразования и методики исследования геометрии зубьев колес спиральной цилиндрической передачи, имеющих модифицированные боковые поверхности / А.К. Георгиев, А.С. Кунивер // Совершенствование процессов обработки металлов резанием: междуз. сб. научн. работ.– Ижевск, 1977. – Вып.2. – С.58-66. 6. Базавлук И.А. Полуобкатная спиральная передача / И.А. Базавлук // Перспективы развития и использования спиральных передач и редукторов: докл. Всесоюзного науч.-технич. совещания, 12-17 мая 1979г., Ижевск, Россия / ИМИ – Ижевск, 1979. – С.21-24. 7. Надеина Е.В. Геометро-кинематичні показники наближеної спіроїдної передачі / Е.В. Надеїна, О.О.Ключко, В.С. Надеїна // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2013. – №41. – С.83-87. 8. Надеина Э.В. Формообразование поверхности зубьев плоского колеса приближенной спиральной передачи / Э.В. Надеина // Резание и инструмент в технологических системах: междунар. научн.-техн. сб.–Х.: НТУ "ХПИ", 2003. – №65. – С.105-110. 9. Надеина Е.В. Методика розрахунку параметрів різцевих головок з нахиленими різцями / Е.В. Надеїна // Техніка в сільськогосп. виробн., галузевої машинобуд., автоматизація: зб. наук. пр. / КНТУ. – Кіровоград: Вид-во КНТУ, 2010. – Вып.23. – С.158-163.

Надійшла (received) 05.03.2014

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., доц., заведующий лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;
Ю.Д. ХАРИТОНОВ, к.т.н., старший научный сотрудник НИИМ и ПМ ЮФУ

НАПРЯЖЕНИЯ НА ПЛОЩАДКАХ КОНТАКТА В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ НОВИКОВА

Приведен вывод расчётных зависимостей для эффективных контактных напряжений в цилиндрических зубчатых передачах Новикова, основанный на результатах моделирования в системе ANSYS решения пространственной контактной задачи. Напряжения получены для различных фаз зацепления с учётом влияния торцов зубчатого венца и приведены к виду, позволяющему использовать в качестве допускаемых установленные стандартом контактные напряжения для линейного контакта.

Ключевые слова: эффективные контактные напряжения, моделирование, фазы зацепления, допускаемое напряжение.

Введение. Актуальность задачи. Несмотря на значительное количество исследований, посвящённых контактной прочности зубчатых передач Новикова,

© В.И. Короткин, Ю.Д. Харитонов, 2014

остаются ещё в этом направлении важные вопросы, требующие изучения, одним из которых является вопрос о контактной напряжённости поверхностей зубьев в ситуации близкого к торцу зубчатого венца расположения площадки контакта. Такая ситуация постоянно возникает в моменты пересопрежения зубьев, и здесь существенным образом сказывается влияние торцов. Исследования в данном направлении позволят существенно уточнить картину контактных напряжений на площадках контакта в зубчатых передачах Новикова, что и определяет актуальность этой задачи.

Анализ литературы. В многочисленных источниках отечественных [1-3 и др.] и зарубежных [4 и др.] достаточно подробно рассмотрены контактные напряжения, форма и размеры площадок контакта, питтинг поверхностей зубьев и т.д., однако нигде не учтено влияние торцов, которое весьма существенно на определённых фазах зацепления, что снижает объективность получаемых результатов, поскольку полностью исключает подход к зацеплению Новикова как принципиально многопарному.

Цель статьи. Получение объективных данных по контактным напряжениям в любой фазе зацепления, т.е. с учётом влияния торцов зубчатого венца, выявление опасных по разрушению зон зуба и представление полученных результатов в виде, удобном для проведения инженерных расчётов.

Постановка задачи. Поставлена и решена пространственная контактная задача взаимодействия зубьев с применением моделирования в конечно-элементном пакете ANSYS. Инженерное представление результатов моделирования с расчётными формулами, графиками и таблицами выполнено с использованием разработанных приближённых степенных функций между параметрами контакта.

Материалы и результаты исследований. Прежде всего отметим, что многолетними испытаниями установлено [1], что зубья передач Новикова (в том числе в высокотвёрдом исполнении) достаточно быстро прирабатываются, разность $\Delta\rho = \rho_f - \rho_a$ профильных радиусов кривизны ножки (ρ_f) и головки (ρ_a) парных зубьев при этом существенно уменьшается, а высотный размер площадки контакта, если его характеризовать величиной b_H малой полуоси условного эллипса, становится равным некоторой величине

$$b_H = 0,5l = 0,5Z_l K_l l_k, \quad (1)$$

где l_k – хордальная высота активной головки зуба исходного контура; K_l – коэффициент, учитывающий сокращение высоты активной головки зубьев при их нарезании; Z_l – коэффициент приработки, зависящий от твёрдостей поверхностей зубьев [1]. Поэтому длительную (т.е. при больших циклах) контактную напряжённость и выносливость поверхностей зубьев следует определять с учётом приработки, что и принято нами при моделировании. Для рассматриваемых ниже передач, выполненных на базе исходного контура по ГОСТ 30224-96 [5], имеем $l_k = 0,776m$ [1] (m – модуль зацепления), что в соответствии с (1) даёт некоторую усреднённую величину $b_H^* = 0,33$, которая введена в вычислительную программу. (Здесь и далее звёздочкой помечены параметры, отнесённые к модулю).

Известно, что для передач Новикова, имеющих теоретически точечный контакт, в качестве критериев используются т.н. эффективные контактные напряжения $\sigma_{H\beta}$ (в дальнейшем везде помеченные индексом "э"), определяемые в соответствии с энергетической теорией прочности и учитывающие форму площадки локального контакта [6].

Пространственная контактная задача решена нами при условии заранее неиз-

вестных формы и размеров площадки контакта. Винтовой зуб колеса Новикова заменен эквивалентным прямым. В целях упрощения задачи без потери точности решения активная ножка парного колеса заменена упругим индентором (рисунок 1), действующим на зуб с нормальной силой F_n под расчётным углом. Рабочая поверхность индентора состоит из точек K гиперболического типа, имеющих в контакте профильный радиус ρ_f кривизны (вогнутая часть) и приведенный главный продольный радиус ρ_β кривизны (выпуклая часть). Плавный переход от одной фазы зацепления к другой осуществляется перекачиванием индентора по зубу и перемещением контактной точки K от одного торца к другому на текущее расстояние $\pm S$ от середины зубчатого венца (в середине зубчатого венца имеем $S=0$, на торцах – $S = \pm 0,5b_w$, где b_w – рабочая ширина зубчатого венца, или длина зуба).

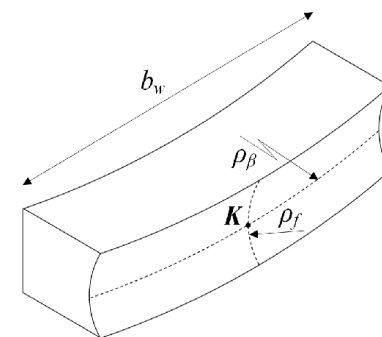


Рисунок 1 – Общий вид упругого индентора, K – одна из теоретических точек контакта гиперболического типа

Моделирование проведено в конечно-элементном пакете ANSYS. Комплекс программ разработан на макроязыке APDL версии 11,0 и выше, позволяющих решать задачу с введением параметрических входных данных. При моделировании в приповерхностном слое обоих контактирующих тел была выделена зона регулярного разбиения, которая в виде соответствующих эквидистантных поверхностей углублялась внутрь тел на некоторую величину. Для построения самой поверхности зуба была использована сплайн-интерполяция второго порядка. КЭ-модель была сформирована с применением квадратных элементов SOLID95 и контактной пары CONTA174 – TARGE170. Граничные условия для зуба были аналогичны таковым в задаче о действии на зуб сосредоточенной силы [7]. Нагрузка прилагалась к верхней поверхности индентора, которая перемещалась параллельно самой себе строго в направлении действия нормальной силы, т.е. по нормали к поверхности зуба.

При фиксированной ширине b_H площадки контакта влияние на контактное напряжение оказывает её продольная протяжённость вдоль зуба. В действительности площадка контакта отличается от эллипса, а её продольная протяжённость, как показало моделирование, несколько превышает герцевскую величину a_H большой полуоси эллипса (что связано с влиянием деформации изгиба зуба). Анализ показал, однако, что тесная корреляция между полудлиной реальной площадки контакта и расчётной величиной a_H^* позволяет вести расчёт эффективных напряжений по Герцу с внесением установленного моделированием некоторого поправочного коэффициента (о котором – ниже).

Пусть $\sigma_{H\beta}^0$ – расчётное эффективное напряжение в положении теоретической точки контакта посередине длины зуба ($S=0$), т.е. без учёта влияния торцов. Это напряжение назовём базовым, при коэффициенте Пуассона $\mu=0,3$ оно равно [6]:

$$\sigma_{H\beta}^0 = \frac{0,6F_n \sqrt{1-\beta+\beta^2}}{\pi a_H b_H (1+\beta)}, \quad (2)$$

где β – т.н. коэффициент эллиптичности, равный отношению b_H/a_H .

Задаваясь отношением $\psi = a_H/b_H$, с помощью полных эллиптических интегралов

лов K, F найдём [6] отношение $C_{\alpha\beta} = \rho_\alpha / \rho_\beta$ профильного приведенного главного радиуса ρ_α кривизны контактирующих поверхностей зубьев к продольному ρ_β , а также сам радиус ρ_β из (4) при модуле упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа:

$$C_{\alpha\beta} = (K - F)(F\beta^{-2} - K); \quad (3) \quad a_H = n_e (F_n \rho_\beta / E)^{1/3}, \quad (4)$$

где $n_e = 1,2023[(K - F)/(1 - \beta^2)]^{1/3}$.

Тогда необходимый для моделирования радиус ρ_f индентора $\rho_f = \rho_a + \Delta\rho$, где $\Delta\rho = (\rho_a^2 / (\rho_\alpha - \rho_a))$, $\rho_\alpha = C_{\alpha\beta} \rho_\beta$.

В таблице 1 даны исходные параметры и результаты расчёта. Здесь же приведены соответствующие результаты моделирования максимальных по длине зуба базовых эффективных напряжений $\sigma_{H\beta}$ (F_t – окружное усилие, z_v – приведенное число зубьев, x^* – смещение исходного контура при нарезании зубьев).

Таблица 1 – Исходные параметры и базовые (при $S^* = 0$) эффективные контактные напряжения расчётные ($\sigma_{H\beta}^0$) и полученные в процессе моделирования как максимальные по длине зуба ($\sigma_{H\beta}$)

$$F_t = 100\text{H}; m = 1\text{мм}; z_v = 18; x^* = 0; b_H^* = 0,33; b_w^* = 20$$

$\psi = a_H^*/b_w^*$	a_H^*	β	ρ_β^*	ρ_α^*	$\Delta\rho^*$	ρ_f^*	$\sigma_{H\beta}^0$, МПа	$\sigma_{H\beta}$, МПа
0,05	1	0,33	58,9	10,947	0,1923	1,550	469	363
0,10	2	0,165	338,6	21,031	0,0937	1,452	282	256
0,15	3	0,11	973,5	31,198	0,0618	1,420	202	175
0,20	4	0,0825	2084	41,402	0,0461	1,404	157	131
0,25	5	0,066	3784	51,622	0,0367	1,395	128	107

Из таблицы 1 видно, что во всех случаях $\sigma_{H\beta} < \sigma_{H\beta}^0$, что объясняется увеличенной реальной длиной площадки контакта в сравнении с расчётной. Для перехода от расчётного эффективного напряжения к полученному моделированием введём поправочный коэффициент, описываемый интерполяционным полиномом, содержащим отношение ψ :

$$K_\psi = \sigma_{H\beta} / \sigma_{H\beta}^0 = -933,33\psi^4 + 706,67\psi^3 - 189,67\psi^2 + 20,63\psi + 0,13. \quad (5)$$

Из зависимости (2) следует, что передачи с одинаковым параметром F_t/m^2 имеют (при прочих равных условиях) одну и ту же расчётную контактную напряжённость. Как показало исследование, тот же принцип сохраняется и при моделировании. Этот параметр носит универсальный характер и назван нами фактором напряжённости.

На рисунках 2, 3 приведены компьютерные графики нормальных (σ_H) и эффективных базовых напряжений для двух вариантов: $\psi = 0,10$, $\rho_\beta^* = 338,6$ и $\psi = 0,25$, $\rho_\beta^* = 3784$ передачи: $m = 1\text{мм}$, $x^* = 0$, $z_v = 18$, $b_w^* = 20$, $b_H^* = 0,33$, $F_t = 1000\text{H}$.

Отметим, что если в передаче $\psi = 0,25$ (рисунок 3) максимумы базового как нормального, так и эффективного напряжений приходятся на центр контактной площадки (т.е. на сечение зуба, в котором расположена точка теоретического контакта), то в передаче $\psi = 0,10$ (т.е. при более короткой площадке) максимум нормального напряжения остаётся в центре площадки, а эффективного приходится на её крайние участки (рисунок 2).

Исследование напряжённого состояния по фазам зацепления показало, что оно зависит не только от положения S точки (площадки) контакта по длине зуба по отношению к средней (базовой), но и от отношения ψ .

Моделирование по фазам зацепления проведено в диапазоне $S^* = 0 \dots 0,5b_w^*$, т.е. с учётом зацепления на торце.

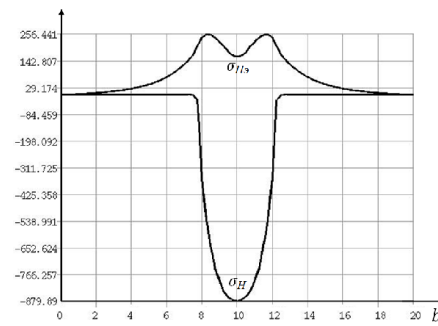


Рисунок 2 – Полученные при моделировании компьютерные графики при $\psi = 0,10$, $\rho_\beta^* = 338,6$, $S = 0$

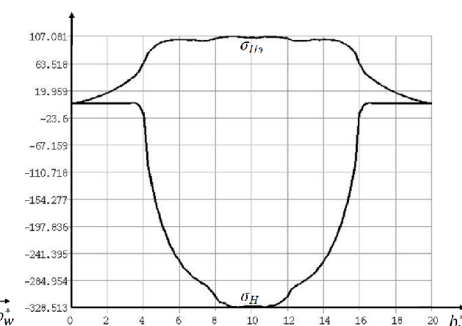


Рисунок 3 – Полученные при моделировании компьютерные графики при $\psi = 0,25$, $\rho_\beta^* = 3784$, $S = 0$

На рисунках 4, 5 показаны компьютерные графики фазовых нормальных $\sigma_{H\beta}$ и эффективных $\sigma_{H\beta s}$ напряжений при положении последних близко к торцу ($S^* = 9,75$) для тех же указанных выше вариантов передачи. Здесь картина следующая: нормальное напряжение на торце существенно ниже, чем вблизи него, а максимум эффективного напряжения приходится практически на торец.

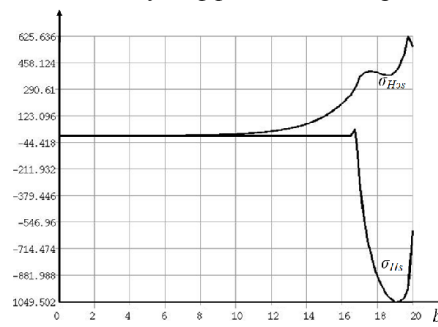


Рисунок 4 – Полученные при моделировании компьютерные графики при $\psi = 0,10$, $\rho_\beta^* = 338,6$, $S^* = 9,75$

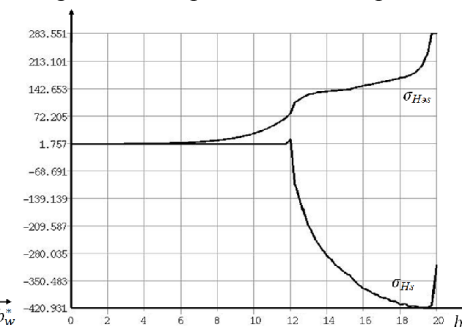


Рисунок 5 – Полученные при моделировании компьютерные графики при $\psi = 0,10$, $\rho_\beta^* = 338,6$, $S^* = 9,75$

Графическое изображение функции максимального эффективного фазового напряжения $\sigma_{H\beta s} = f(S^*)$ при различных значениях ψ представлено на рисунке 6, из которого видно, что влияние торцов на эффективные напряжения начинает сказываться только при $S^* > 5,5$ для $\psi = 0,10$, но уже при $S^* > 3$ для $\psi = 0,25$.

Чтобы иметь возможность определения $\sigma_{H\beta s}$ в любой фазе зацепления, разработана таблица 2 коэффициентов $K_{H\beta s} = \sigma_{H\beta s} / \sigma_{H\beta}$ в зависимости от ψ и универсального параметра t_H , равному отношению

$$t_H = S / b_w, \quad (6)$$

что позволяет вести расчёт при любом заданном b_w .

Проводить оценочные инженерные расчёты с использованием эллиптических интегралов сложно и неудобно. Ниже предлагается система формул, разработанная для $E_1 = E_2 = E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,3$ с помощью достаточно точной аппроксимации теоретических зависимостей степенными функциями вида $y = Ax^d$ [8]:

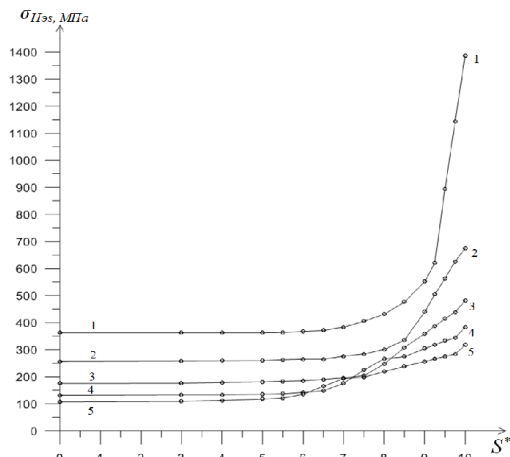


Рисунок 6 – Графики функций фазового эффективного напряжения $\sigma_{H\alpha s} = f(S^*)$: 1 – $\psi=0,05$; 2 – $\psi=0,1$; 3 – $\psi=0,15$; 4 – $\psi=0,2$; 5 – $\psi=0,25$

Таблица 2 – Значения отношений

$K_{H\alpha s} = \sigma_{H\alpha s} / \sigma_{H\alpha}$ в различных фазах зацепления в зависимости от ψ и t_H

t_H	$\psi=0,05$	$\psi=0,10$	$\psi=0,15$	$\psi=0,20$	$\psi=0,25$
	$K_{H\alpha s}$	$K_{H\alpha s}$	$K_{H\alpha s}$	$K_{H\alpha s}$	$K_{H\alpha s}$
0,500	3,82	2,64	2,75	2,92	2,96
0,488	3,15	2,45	2,51	2,63	2,65
0,475	2,46	2,20	2,37	2,53	2,57
0,463	1,66	1,97	2,21	2,43	2,49
0,450	1,52	1,72	2,05	2,32	2,39
0,425	1,31	1,26	1,82	2,09	2,22
0,400	1,19	1,18	1,41	2,03	2,05
0,375	1,12	1,11	1,17	1,72	1,85
0,350	1,06	1,08	1,12	1,34	1,80
0,325	1,02	1,04	1,09	1,13	1,54
0,300	1,01	1,04	1,06	1,08	1,26
0,275	1,00	1,03	1,05	1,05	1,13
0,250	1,00	1,02	1,03	1,03	1,09
0,200	1,00	1,01	1,02	1,02	1,05
0,150	1,00	1,01	1,01	1,02	1,02
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

$$C_{\alpha\beta} = 456,5I^{1,885} (F_n \rho_\beta)^{-0,628}; \quad (7)$$

$$\rho_\alpha = 456,5I^{1,885} F_n^{-0,628} \rho_\beta^{0,372}; \quad (8)$$

$$a_H = 0,54I C_{\alpha\beta}^{-0,618} = 0,021 C_{\alpha\beta}^{-0,0874} (F_n \rho_\beta)^{1/3}; \quad (9)$$

$$\sigma_{H\alpha}^0 = 7,97I^{-1,074} F_n^{0,69} \rho_\beta^{-0,31} = 256,5 C_{\alpha\beta}^{-0,57} F_n^{1/3} \rho_\beta^{-2/3}. \quad (10)$$

Для составления условия контактной прочности необходимо располагать значением допускаемого эффективного напряжения. С этой целью, как показано в [6], можно использовать допускаемое напряжение σ_{HP} для линейного контакта [9], переводя его в эффективное $\sigma_{HP\alpha}$, равное при $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,3$

$$\sigma_{HP\alpha} = 0,4\sigma_{HP}. \quad (11)$$

Теперь условие контактной прочности для любой фазы зацепления:

$$\sigma_{H\alpha s} = 2,5\sigma_{H\alpha} \leq \sigma_{HP\alpha}, \quad (12)$$

где $\sigma_{HP\alpha}$ – т.н. приведенное (критериальное) эффективное контактное напряжение для любой фазы зацепления, которое на основании (5), (10), (12) и таблицы 2 может быть окончательно записано в виде:

$$\sigma_{H\alpha s} = 1993K_\psi K_{H\alpha s} I^{-1,074} F_n^{0,69} \rho_\beta^{-0,31}, \quad (13)$$

или

$$\sigma_{H\alpha s} = 64125K_\psi K_{H\alpha s} C_{\alpha\beta}^{-0,57} F_n^{1/3} \rho_\beta^{-2/3}. \quad (14)$$

Выводы:

1. При сложном напряжённом состоянии, в котором находятся поверхности зубьев колёс передач Новикова, оценку контактной напряжённости следует проводить не по нормальным, а по эффективным напряжениям, учитывающим форму площадки контакта.

2. Выполняя приведение эффективного напряжения умножением на множитель 2,5 (при коэффициенте Пуассона 0,3) можно в условии контактной прочности воспользоваться допускаемым нормальным напряжением, установленным в стандарте для теоретически линейного контакта.

3. При удалении площадки контакта от середины зубчатого венца во время её перемещения по длине зуба (т.е. при прохождении различных фаз зацепления) начинает сказываться влияние торца на напряжённое состояние зубьев, постепенно усиливаясь по мере приближения площадки к торцу.

4. При среднем (базовом) положении площадок контакта максимум нормальных напряжений находится в центре площадок, в то время как максимум эффективных напряжений находится либо в центре площадок (для сравнительно длинных площадок), либо смещается к их краю (для сравнительно коротких площадок).

5. Для площадок, расположенных близко к торцу и на самом торце нормальное напряжение на торце существенно ниже, чем вблизи него, а максимум эффективного напряжения приходится практически на торец.

6. Обработка результатов моделирования позволила предложить расчётные инженерные формулы для определения максимальных приведенных (критериальных) эффективных контактных напряжений в любой фазе зацепления, что имеет принципиальное значение при оценке напряжённости зубьев в условиях их многопарного зацепления.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке РФФИ, грант 13-08-00386.

Список литературы: 1. Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. 2. Яковлев А.С., Печёный В.И. Экспериментальное исследование распределения нагрузки по площадке контакта зубьев в передаче Новикова // Сб. "Надёжность и качество зубчатых передач". – 18-67-36. – НИИФОРМТЯЖМАШ, 1967. 3. Росливер Е.Г. Прочность и жесткость зубьев передач с зацеплением М.Л. Новикова // Прочность корпусов судов и надежность деталей машин. Труды ГИИВТа. – Вып.138. – Горький, 1975. – С.50-96. 4. Ariga Y., Nagata S. Load Capacity of a New W-N Gear with Basic Rack of Combined Circular and Involute Profile // Trans. ASME. J. Mech. Transmiss. and Autom. Des. – 1985. – №14. – P.565-572. 5. ГОСТ 30224-96. Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35HRC₃. Исходный контур. Межгосударственный стандарт. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1997. – 5с. 6. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: ХВКИУ, 1967. – 233с. 7. Короткин В.И., Газзаев Д.А. Приведенный объёмный коэффициент формы зубьев в концентраторах у зубчатых колёс с зацеплением Новикова // Вестник машиностроения. – 2014. – №1. – С.15-19. 8. Короткин В.И. Приближённые функциональные зависимости между параметрами контакта и критериальные напряжения в пространственных задачах // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2009. – №4(36). – С.139-145. 9. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические звольентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов. 1988. – 125с.

Поступила (received) 20.01.2014

УДК 621:913:621. 633

А.В. КРИВОШЕЯ, к.т.н., старший научный сотрудник ИСМ НАН, Киев;
Ю.М. ДАНИЛЬЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. кафедрой ПМ НТУ "ХПИ", Киев;
М.Г. СТОРЧАК, д.т.н., научный сотрудник ИСИ ШУ, Штутгарт, Германия;
Д.Т. БАБИЧЕВ, д.т.н., профессор каф. "Детали машин" ТюмГНГУ, Тюмень, Россия;
В.Е. МЕЛЬНИК, к.т.н., научный сотрудник ИСМ НАН;
В.И. ФРАНЦУЗОВ, старший преподаватель каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ";
Ю.Г. ГУЦАЛЕНКО, старший научный сотрудник каф. ИТМ НТУ "ХПИ";
Т.Е. ТРЕТЬЯК, старший преподаватель каф. ИТМ НТУ "ХПИ"

К ВОПРОСУ КЛАССИФИКАЦИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Представлено развитие и совершенствование классификации кинематических схем формообразования зубчатых передач различных классов, типов и видов. Предложен и реализован принцип создания классификаторов геометро-кинематических схем формообразования зубчатых колес. Предложена модель перехода от кинематических схем формообразования к схеме компоновки станков.

© А.В. Кривошея, Ю.М. Данильченко, М.Г. Сторчак, Д.Т. Бабичев, В.Е. Мельник, В.И. Французов, Ю.Г. Гуцаленко, Т.Е. Третьяк, 2014