

П. ТОКОЛЫ, к.т.н., кафедра технической механики и деталей машин, факультета специальной техники Университета Александра Дубчека, Тренчин, Словакия;
М. БОШАНСКИ, к.т.н., проф., институт транспортной техники и инженерного проектирования факультета машиностроения Словацкого технического университета, Братислава, Словакия;
В. МАЛИЙ, к.т.н., кафедра проектирования машин технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре, Словакия

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАКАЛЕННОГО СЛОЯ В НЕЭВОЛЬВЕНТНОМ ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

В статье описано влияние геометрических параметров стандартного эвольвентного и нестандартного выпукло-выгнутого (В-В) зубчатого зацепления на толщину закаленного слоя. Толщина закаленного слоя важна с точки зрения возникновения износа в зубчатом зацеплении. В случае эвольвентного зубчатого зацепления толщину закаленного слоя определяет большинство авторов несколькими способами, и ее также определяет и норма СТН 01 4686-5. В случае нестандартного В-В зубчатого зацепления толщину закаленного слоя возможно определить с помощью современных методов моделирования.

Ключевые слова: выпукло-выгнутое зацепление, закаленный слой, метод конечных элементов.

Введение. В случае проекта новых типов зубчатых колес особое внимание уделяется зубчатым зацеплениям, передающих высокую нагрузку при функциональных требованиях компактности, меньшего веса и шума с высокой надежностью и упором на снижение себестоимости. Средняя длительность требуемого срока службы зубчатых колес в промышленности измеряется в миллионах циклов. Эти требования обеспечивает высокопрочная сталь с термической или химически-термической обработкой, что позволяет повысить твердость поверхности зуба, а также дает устойчивость к износу, прежде всего с точки зрения питтинга. В эвольвентных передачах назначают толщину закаленных слоев по соответствующим нормам (ИСО6336-5, ДИН3990, СТН 01 4686-5, ЧСН 01 4686-5, ЧСН ИСО6336-5, АНСИ/АГМА2001-Д04, ГОСТ 21354), а при нестандартных передачах возможно использовать средства вычислительной техники посредством подходящей графическо-вычислительной модели. Предполагая, что при классификации зубчатого зацепления можно исходить из геометрических характеристик линии зацепления, можно общее плоское В-В зубчатое зацепление определить (рисунок 1) как цилиндрическое зацепление с линией зацепления, состоящей из двух симметричных (несимметричных) дуг с поворотной точкой С. Середина радиуса кривизны верхней дуги s_H и нижней дуги s_D линии зацепления не находится на линии центров вращения колес [3]. В-В зубчатое зацепление определено параметрами, приве-

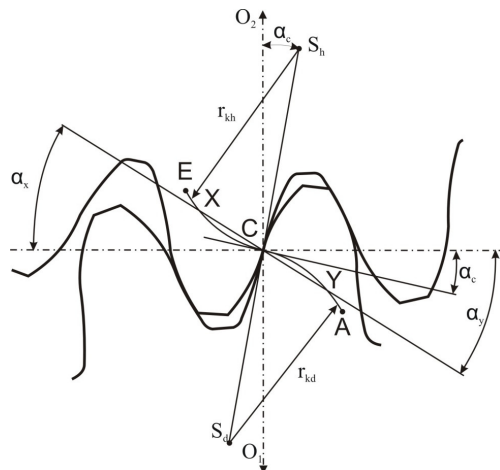


Рисунок 1 – Основные параметры В-В зубчатого зацепления

данными в таблице 1, причем на основе определения его типа из линии зацепления можно определить особые случаи общего В-В зубчатого зацепления:
 а) циклоидное зубчатое зацепление ($\alpha_c=0$ и s_H, s_D – лежат в линии центров O_1, O_2);
 б) певочное зубчатое зацепление ($\alpha_c=0, s_H=O_2$ и s_D – лежит в линии центров O_1, O_2 или $\alpha_c=0, s_D=O_1$ и s_H – лежит в линии центров O_1, O_2);
 в) эвольвентное зубчатое зацепление ($\alpha_c \neq 0$ и $r_{kh}, r_{kd} \rightarrow \infty$).

© П. Токолы, М. Бошански, В. Малий, 2013

данными в таблице 1, причем на основе определения его типа из линии зацепления можно определить особые случаи общего В-В зубчатого зацепления:

- а) циклоидное зубчатое зацепление ($\alpha_c=0$ и s_H, s_D – лежат в линии центров O_1, O_2);
- б) певочное зубчатое зацепление ($\alpha_c=0, s_H=O_2$ и s_D – лежит в линии центров O_1, O_2 или $\alpha_c=0, s_D=O_1$ и s_H – лежит в линии центров O_1, O_2);
- в) эвольвентное зубчатое зацепление ($\alpha_c \neq 0$ и $r_{kh}, r_{kd} \rightarrow \infty$).

Материалы и методы. Для определения нужной минимальной толщины закаленного слоя в В-В зубчатом зацеплении не существует никаких норм, поэтому для решения этой задачи можно использовать средства вычислительной техники с доступным программным обеспечением (ANSYS, CATIA, Pro/ENGINEER, NX, ...). При применении метода конечных элементов (МКЭ) и на основе подходящей избранной графическо-вычислительной модели возможно осуществить испытание на прочность.

Главные параметры для создания модели В-В зубчатого зацепления приведены в таблице 1, конкретные числовые величины приведены в таблице 2.

Таблица 1 – Характеристические параметры В-В зубчатого зацепления [2]

Параметр	единица	шестерня / колесо	
число зубьев	-	z_1	z_2
нормальный модуль	миллиметр	m_n	
межосевое расстояние	миллиметр	a	
Геометрические параметры линии зацепления			
угол скольжения в полюсе зацепления С	степень	α_c	
радиус верхнего закругления линии зацепления	миллиметр	r_{kh}	
радиус нижнего закругления линии зацепления	миллиметр	r_{kd}	
местоположение середины верхнего закругления линии зацепления	миллиметр	s_H	
местоположение середины нижнего закругления линии зацепления	миллиметр	s_D	
Параметры орудия производства			
коэффициент высоты головки зуба	-	$h_{ap}^*=1$	
коэффициент радиального зазора	-	$c_p^*=0,25$	
коэффициент радиуса закругления переходной кривой	-	$\rho_{fp}^*=0,38$	

Таблица 2 – Геометрические параметры В-В зубчатых колес [2]

α_c	m	z_1/z_2	D_1/D_2	D_{a1}/D_{a2}	D_{f1}/D_{f2}	$a=a_w$	$j=j_w$	r_k [MM]		
								13	17	22
[°]	[MM]	[-]	[MM]	[MM]	[MM]	[MM]	[MM]	ϵ_a	ϵ_a	ϵ_a
23	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,167	1,219	1,266
22	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,176	1,23	1,281
21	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,185	1,242	1,296
20	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,194	1,254	1,311
19	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,204	1,268	1,328
18	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,216	1,283	1,346
17	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,228	1,299	1,367
16	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,24	1,315	1,387
15	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,253	1,332	1,408
14	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,267	1,351	1,431
13	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,282	1,37	1,456
12	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,297	1,39	1,481
11	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,314	1,411	1,507
10	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,331	1,434	1,535
9	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,349	1,457	1,564
8	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,367	1,481	1,594
7	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,387	1,507	1,626
6	4	28/42	112/168	120/176	102,8/158,8	140	0,142	1,407	1,533	1,659

Из избранных геометрических параметров были созданы три группы моделей с разными величинами R_K ($R_{K1}=13\text{мм}$, $R_{K2}=17\text{мм}$, $R_{K3}=22\text{мм}$), для каждой группы R_K отнесится величина $A_C=6^\circ$ до 23° .

Учтем, что в В-В зубчатом зацеплении необходимо соблюдать условия корректного зацепления – выпуклая часть головки зуба контактирует с выгнутой частью ножки **против зуба** и наоборот (Вереш М., Бошански М., 1999). Естественным также является соблюдение коэффициента перекрытия $\epsilon_\alpha \geq 1,1$ и коэффициента толщины зуба на головке $s_a \geq 0,2m_n$.

В норме СТН 01 4686-3 критерий напряжения в расчете на контакт является давление по Герцу σ_H , которое определяется в полюсе зацепления С или во внутренней точке однопарного зацепления (В или D) – принимается большая из приведенных значений. Эта норма не действует для В-В зубчатого зацепления – полюс С является поворотной точкой и величину контактных давлений можно определить только в ее непосредственном окружении. Анализ прочности будет решен в этих местах на основе предполагаемых максимальных значений давлений по Герцу в точках однопарного зацепления.

Экспериментальные методы. Создание моделей В-В зубчатого зацепления для прочностного расчета состояло из следующих шагов.

1. Из геометрических параметров (таблица 2) с помощью макроса в AutoCAD были созданы модели шестерни и колеса В-В зубчатого зацепления.

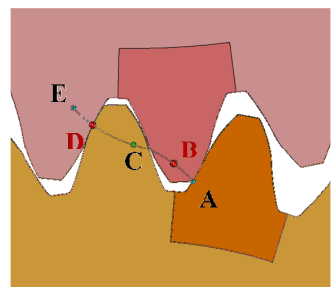


Рисунок 2 – Вращение зубчатого колеса, вычисление точки D

2. Из AutoCAD модели были последовательно экспортированы в систему CATIA V5, в которой созданы пространственные 3D модели, в кинематике были настроено положение, в котором осуществится анализ прочности (точки В, D) – рисунок 2. Для каждого положения был создан файл в IGES формате для экспорта в ANSYS (рисунок 3).

3. В ANSYS создана плоская поверхность (элемент PLANE42), пространственное тело (элемент SOLID45) создано вытягиванием плоской поверхности с помощью операции EXTRUDE (рисунок 4). Общий вид модели изображен на рисунке 5, детальный вид области контакта дискретизованной модели зубчатого зацепления показан на рисунке 6.

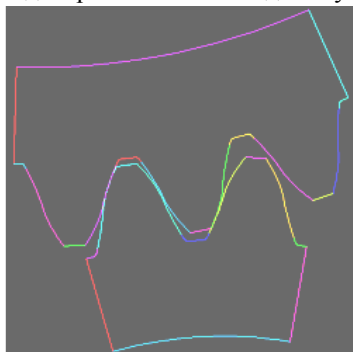


Рисунок 3 – Зацепление в точке D – IGES

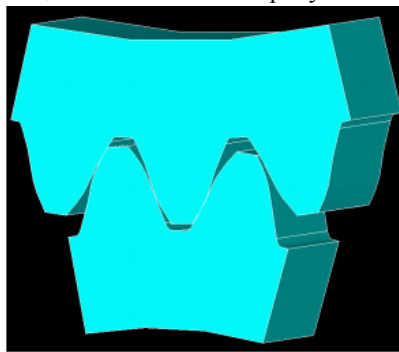


Рисунок 4 – Пространственная модель

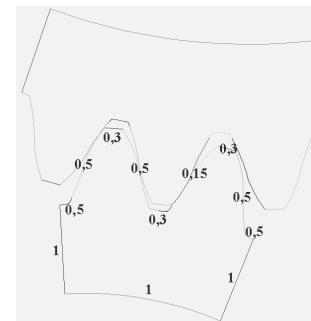


Рисунок 5 – Величина элементов в пространственной модели

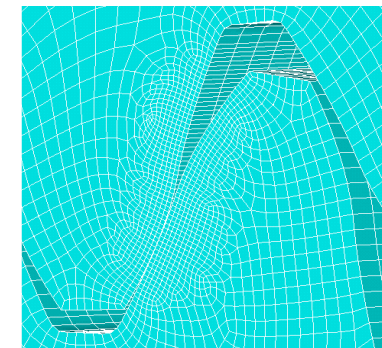


Рисунок 6 – Деталь контактной поверхности

4. Контактная пара определена **surface-to-surface** контактом. Важным является правильное определение целевой (**target**) и контактной (**contact**) поверхности. **Target** поверхность (применен элемент TARGE170) не может проникать в **contact** поверхность (применен элемент CONTA174), обратно это не действует (рисунок 7).

5. Граничные условия (рисунок 8): величина крутящего момента 485Н·м. Свойства материала были определены линейным, эластичным и изотропным материалом с модулем упругости в растяжении $E=2,1 \cdot 10^5 \text{МПа}$ и коэффициентом Пуассона $\mu=0,3$. Начало координатной системы находится на оси вращения шестерни (рисунок 8).

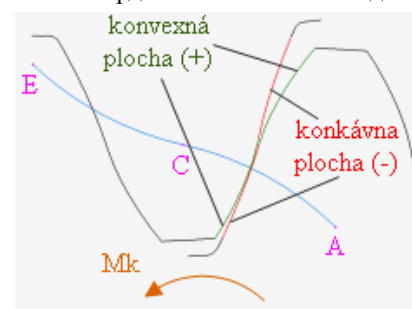


Рисунок 7 – Задание **target** и **contact** поверхностей в зубчатом зацеплении

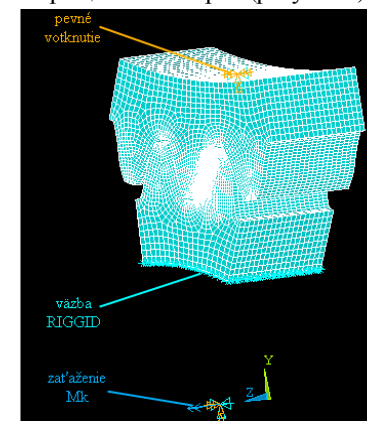


Рисунок 8 – Граничные и нагружающие условия

Результаты и дискуссия. У отдельных пространственных моделей В-В зубчатого зацепления в точках исследования однопарного зацепления (точка В, точка D) оценивались величины эквивалентных (редуцированных) напряжений в соответствии с гипотезой НМН – напряжения по фон Мизесу, максимальные касательные напряжения и максимальное контактное напряжения. Из полученных результатов следует и на основе контактной теории Герца подтверждено, что опасными являются, прежде всего, высокие касательные напряжения, возникающие от контактных давлений в подповерхностном слое [1]. Преимуществом применения пространственной модели является изображение напряжений вдоль ширины зуба (см. рисунок 9), где видно и величину максимальных действующих напряжений под поверхностью. Численное значение можно определить ограничением области максимальных значений (рисунок 10),

где с помощью изображенных результатов можно точно определить значение и расположение максимального напряжения (рисунок 11). С помощью нахождения расстояния максимального напряжения от поверхности можно определить толщину закаленного слоя в неэвольвентном зубчатом зацеплении (рисунок 12).

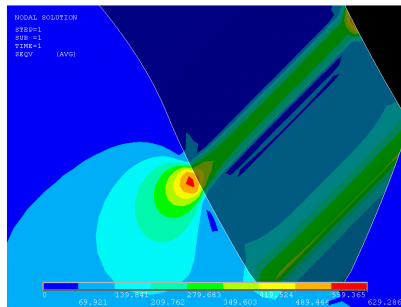


Рисунок 9 – Ход напряжений в точке Б

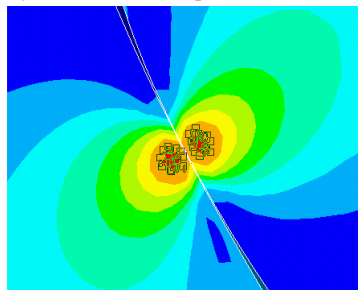


Рисунок 10 – Контактная область

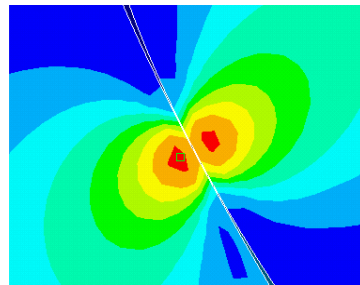


Рисунок 11 – Максимальное напряжение под поверхностью

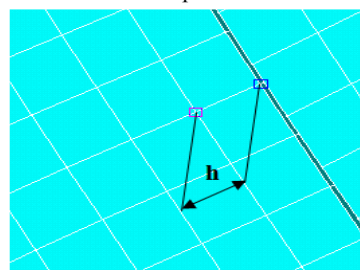


Рисунок 12 – Глубина максимального напряжения под поверхностью

Заключение. Предлагаемая статья описывает способ решения прочностного анализа неэвольвентного В-В зубчатого зацепления с точки зрения достижения нужной минимальной толщины закаленного слоя. Посредством этого возможно повысить нагрузочную способность зубчатого зацепления, в котором с точки зрения усталостных повреждений важными являются величины контактных напряжений, причем максимальное напряжение находится на определенном расстоянии под поверхностью. Учитывая величину КЭ-сетки в области контакта (0,15мм) необходимо отметить, что достигнутые итоговые оценки [2] являются компромиссом между временем вычислений и вычислительными мощностями компьютера, что могло частично оказать влияние на результаты.

Статья разработана с финансовой поддержкой проекта ВЕГА 1/1035/12, 1/0277/12.

Список литературы: 1. *Budynas, R., Nisbett, J. Keth.* Shigley's Mechanical Engineering Design, 8th Edition, The McGraw-Hill Companies, Inc. 2006, ISBN0-390-76487-6, 1082s. 2. *Tököly P.* Stanovenie hrúbky vrstvy povrchovej časti boku zuba z hľadiska odolnosti voči opotrebeniu, Dizertačná práca, Bratislava: STU v Bratislave SJF, 2009. 130s. 3. *Vereš, M., Bošanský, M., Gaduš, J.* Theory of convex-concave and plane cylindrical gearing, Slovak University of Technology in Bratislava, 2006, ISBN 80-227-2451-3. 4. ANSYS workbench User's Guide release 10 (2005). 5. STN 01 4686-3: 1988 – Pevnostný výpočet čelných a kuželových ozubených kolies. Kontrolný výpočet čelných ozubených kolies (Calculation of load capacity of spur and bevel gears. Load capacity of external and internal spur and helical gears). 6. *Benda, I., Rusnák, J., Kadnár, M., Šumichrast, J.* Comparison of measurement methodology possibilities for bio-decomposable oils tests. In: New trends in design and technical documentation creation 2006. Proceedings of scientific publications, pp.9-12. ISBN80-8069-701-9. 7. *Kadnár, M., Rusnák, J.*

Ecological oils applied in sliding journals. Monograph. Faculty of Engineering, Slovak University of Agriculture in Nitra, 2008, 87p. ISBN978-80-8069-998-7. 8. *Šumichrast, J., Rusnák, J., Benda I., Kadnár, M.* Bio-decomposable oils and their usage. In: New trends in design and technical documentation creation 2006. Proceedings of scientific publications, pp.136-140. ISBN80-8069-701-9.

Поступила в редколлегию 22.04.2013

УДК 621.833

Методика определения закаленного слоя в неэвольвентном зубчатом зацеплении / П. Токолы, М. Бошански, В. Малый // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.148-153. – Бібліогр.: 8 назв.

У статті описано вплив геометричних параметрів стандартного евольвентного і нестандартного опукло-вигнутого (В-В) зубчатого зацеплення на товщину загартованого шару. Товщина загартованого шару важлива з точки зору виникнення зносу в зубчастому зацепленні. У разі евольвентного зубчатого зацеплення товщину загартованого шару визначає більшість авторів кількома способами, і її також визначає і норма СТН 01 4686-5. У разі нестандартного В-В зубчатого зацеплення товщину загартованого шару можливо визначити за допомогою сучасних моделюючих методів.

Ключові слова: опукло-вигнуте зацеплення, загартований шар, метод скінченних елементів.

The article describes the influence of the geometric parameters of standard and non-standard involute convex-concave toward (C-C) of the teeth on the thickness of the hardened layer. Thickness of the hardened layer is important from the viewpoint of deterioration in the toothing. In the case of involute gearing thickness of hardened layer defines most of the authors in several ways, and it also defines the norm STN 01 4686-5. In the case of non-standard B-B toothing thickness of the hardened layer may be determined using current modeling methods.

Keywords: convex-concave gearing, hardened layer, finite element method.

УДК 621.833

В.М. ФЕЙ, главный инженер ООО "НИИ "Редуктор", Киев;
А.В. ФЕСЬКОВ, технический директор ООО "ПК "АВИКПРОМ", Киев

НОВАЯ СЕРИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ МОТОР-РЕДУКТОРОВ ТИПОРАЗМЕРОВ 6МП-31,5; 6МП-40; 6МП-50

В статье представлена новая серия планетарных мотор-редукторов типоразмеров 6МП-31,5; МП-40; 6МП-50.

Ключевые слова: планетарный мотор-редуктор.

Введение. В 2012-2013 гг. ООО "Научно-исследовательский институт "Редуктор" (ООО "НИИ "Редуктор") совместно с ООО "Промышленная компания "АВИКПРОМ" выполнена ОКР по созданию новой серии планетарных мотор-редукторов 6МП-31,5; 6МП-40; 6МП-50, завершившаяся испытанием опытных и промышленных образцов, приемкой ОКР межведомственной приемочной комиссией и рекомендацией для серийного производства (см. рисунок).

Целью работы являлось дальнейшее повышение технического уровня и качества продукции, снижение шумовых характеристик и обеспечение ее конкурентоспособности на отечественном рынке и за рубежом.

Редукторостроение, являющееся подотраслью машиностроения, предназначено для удовлетворения нужд в механических приводах общемашиностроительного и специального применения (редукторы, мотор-редукторы, вариаторы, муфты), предназначенных для механизации и автоматизации производства.

Развитие редукторостроения тесно связано с достижениями в области

© В.М. Фей, О.В. Феськов, 2013