

ISSN 2079-0791



ВІСНИК

**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

41'2013

Харків

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут"

ВІСНИК

**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"**

Серія: "Проблеми механічного приводу"

№ 41 (1014)'2013

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ "ХПІ", 2013

Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – 193с.

Державне видання. Свідectво Держкомітету з інформаційної політики України КВ №5256 від 2 липня 2001 року.

Збірник виходить українською та російською мовами.

Вісник Національного технічного університету "ХПІ" внесено до "Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук", затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010р., №1-05/4 (Бюлетень ВАК України, №6, 2010р., с.3, №20).

У збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень і розробок в галузі зубчастих передач та редукторобудування, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій і підприємств. Статті містять матеріали доповідей 44-ї міжнародної науково-технічної конференції "Проблеми якості і довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей та вузлів" ЗП-2013.

Координаційна рада: Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (голова); К.О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (секретар); А.П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є.І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є.Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А.В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.; Ф.Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М.Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; А.І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В.Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.; В.Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І.Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.; В.В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю.І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.; П.О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В.Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.; С.І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В.М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук, проф.; В.І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Г.В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О.К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В.І. НИКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П.Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.; В.А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М.І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г.М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.; Ю.В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.; М.А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії: В.С. ГАПОНОВ, д-р техн. наук, проф. (відповідальний редактор); М.А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф. (відповідальний редактор); О.В. УСТИНЕНКО, канд. техн. наук, доц. (заступник відповідального редактора); М.В. МАТЮШЕНКО, канд. техн. наук, доц. (відповідальний секретар);

Г.І. ЛЬВОВ, д-р техн. наук, проф.; М.Е. ТЕРНЮК, д-р техн. наук, проф.; В.П. ШИШОВ, д-р техн. наук, проф.; В.Г. ХРОМОВ, д-р техн. наук, проф.; С.С. ГУТИРЯ, д-р техн. наук, проф.; Б.І. КІНДРАЦЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В.М. СТРЕЛЬНИКОВ, д-р техн. наук; Д.Т. БАБИЧЕВ, д-р техн. наук, проф.; В.В. ШЕЛОФАСТ, д-р техн. наук, проф.; В.Є. СТАРЖИНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; Х.С. САМІДОВ, д-р техн. наук, проф.; М. БОШАНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В.М. ВЛАСЕНКО, канд. техн. наук, с.н.с.

У квітні 2013р. Вісник Національного технічного університету "ХПІ", серія "Проблеми механічного приводу", включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ".

Протокол №5 від 4 червня 2013 р.

© Національний технічний університет "ХПІ", 2013

А.И. АБДУЛЛАЕВ, д.т.н., проф., заведующий каф. ДМ И ПТМ АзТУ,
Баку, Азербайджан;

А.М. НАДЖАФОВ, д.т.н., доцент каф. ДМ И ПТМ АзТУ;

А.А. САЛАМОВ, аспирант каф. ДМ И ПТМ АзТУ

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ВЕТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Представлены результаты исследования по установлению функциональной взаимосвязи между диаметром ветроколеса, скоростью ветра и диаметром начальной окружности шестерни тяжело-нагруженной ступени мультипликатора ветрогенератора, а также по оценке его технического уровня с новым конструктивным решением пакетного мультипликатора.

Ключевые слова: ветрогенератор, пакетный мультипликатор.

Актуальность задачи. Ветер является одним из важных, но пока еще мало используемых источников энергии, запасы которого неисчислимы. Поэтому рациональное и повсеместное использование энергии ветра должно стать один из основополагающих факторов экономики топлива.

Ветроагрегаты, преобразующие энергию ветра в механическую в основном состоят из ветроколеса, передаточного механизма и рабочего органа. В качестве передаточного механизма, как правило, используется как редуктор, так и мультипликатор. В ветродвигателях рабочим органом является генератор [1, 2].

На кафедре "Детали машин" Азербайджанского Технического Университета разработаны, изготовлены и испытаны принципиально новые конструктивные решения трех- и пятиступенчатых одно- и двухпоточных редукторов (мультипликаторов) на двух валах. В указанных механических системах исключены из состава промежуточные валы и соответствующие подшипники качения, зубчатые колеса и блоки шестерен установлены на ведущем и ведомом валах [3]. Уменьшение количества конструктивных элементов при этом влечет за собой повышение надежности системы.

Цель работы. Для рационализации и обеспечения научного и методологического единства ветродвигателей существенное значение имеет разработка и правильный выбор передаточных механизмов по критериям их качества [4].

С целью анализа качественных показателей и оценки нагрузочных характеристик основных элементов нового конструктивного решения ветродвигателя установлена функциональная взаимосвязь между диаметром ветроколеса – D , скоростью ветра – V и диаметром начальной окружности шестерни тяжело-нагруженной ступени мультипликатора из условия равенства кинетической энергии, созданной ветроколесом и мощности генератора данной механической системы, которая имеет вид

$$d_{wl}^* = f(D, V) = CD^{2/3}V. \quad (1)$$

Здесь

$$C = k_d \left[\frac{3.75\rho\eta_1 V^3 \eta^* u k_{H\beta} (u \pm 1)}{\Psi_{bd} [\sigma_H]^2 n^*} \right]^{1/3}; \quad k_d = \left[(z_H z_E z_\varepsilon)^2 2k_{HV} \right]^{1/3}; \quad \eta^* = \frac{C_p}{\eta_{II} \eta_M \eta_T};$$

z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

© А.И. Абдуллаев, А.М. Наджафов, А.А. Саламов, 2013

z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; k_{HV} – коэффициент динамической нагрузки; $k_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределение нагрузки по длине зубьев; η_1, u – соответственно к.п.д. зубчатой передачи и передаточное отношение тяжело-нагруженной ступени мультипликатора; $\psi_{bd} = b_w/d_{w1}^*$ – коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение при расчете на контактную выносливость; C_p – коэффициент использования энергии ветра ветродвигателем; D – диаметр ветроколеса; V – номинальная скорость ветра.

Выражение (1) дает возможность унифицировать все параметры и создать семейство ветродвигателей. При этом все геометрические параметры, в частности длина, ширина и высота мультипликатора выражается через обобщенный параметр d_{w1}^* , что является предпосылкой для оценки технического уровня ветродвигателя [5].

На основании обобщенной формулы (1) вычислены основные параметры нового конструктивного решения мультипликатора, таблица 1.

Таблица 1 – основные параметры нового конструктивного решения мультипликатора

D	d_{w1}^*	d_{w2}^*	b_{w1}	a_w	L	B	H	V^*
3	51,8	235,5	51,8	143,65	379,15	90,65	235,5	0,0081
4	62,75	285,3	62,75	174,025	459,32	109,8	285,3	0,0144
5	72,8	331	72,8	201,9	532,9	127,4	331	0,0225
6	82,2	373,76	82,2	227,98	601,74	143,85	373,76	0,0323
7	91	413,78	91	252,39	666,17	159,25	413,78	0,0439
8	99,6	452,9	99,6	276,25	729,15	174,3	452,9	0,0575
9	107,7	489,7	107,7	298,7	788,4	188,47	489,7	0,0727
10	115,6	525,63	115,6	320,6	846,23	202,3	525,63	0,0900
15	151,4	688,4	151,4	419,9	1108,3	264,95	688,4	0,2021
18	171	777,5	171	474,25	1251,75	299,25	777,5	0,2912
20	183,48	834,3	183,48	508,9	1343,2	321	834,3	0,35972
25	212,9	968	212,9	590,45	1558,45	372,57	968	0,56205
30	240,43	1093,23	240,43	666,83	1760,06	420,75	1093,23	0,80958
35	266,45	1211,55	266,45	739	1950,55	466,3	1211,55	1,10195
40	291,26	1324,36	291,26	807,81	2132,17	509,7	1324,36	1,43927
45	315	1432,3	315	873,65	2305,95	551,25	1432,3	1,82067
50	338	1536,9	338	937,45	2474,35	591,5	1536,9	2,24937
55	360	1637	360	998,5	2635,5	630	1637	2,71801
60	381,66	1735,4	381,66	1058,5	2793,9	668	1735,4	3,23882
65	402,6	1830,6	402,6	1116,6	2947,2	704,55	1830,6	3,80115
70	422,97	1923,2	422,97	1173,08	3096,28	740,2	1923,2	4,40771
75	442,94	2014	442,94	1228,5	3242,5	775,14	2014	5,06197
80	462,3	2102	462,3	1282,15	3384,15	809	2102	5,75481

Примечание: $k_d=780\text{МПа}^{-0,5}$; $\rho=7800,0\text{кг/м}^3$; $\eta_1=0,975$; $\eta_r=0,95$; $\eta^*=0,3516$; $\psi_{bd}=1$; $k_{H\beta}=1,04$; $u=4,547$; $[\sigma_H]=1244\text{МПа}$; $n=1800\text{мин}^{-1}$

Технический уровень ветродвигателя оценивается путем сравнения количественного параметра, отражающего соотношение затраченных средств и полученного результата.

"Результатом" для ветродвигателя является его нагрузочная способность, в качестве характеристики которой принимается мощность генератора,

$$P_G = 0,481 \cdot 10^{-3} D^2 V^3 C_p . \quad (2)$$

Объективной мерой затраченных средств является масса ветродвигателя, в которой практически интегрирован весь процесс его проектирования.

Поскольку рассматривается ветродвигатель с новым конструктивным решением передаточного механизма, предварительной мерой затраченных средств принимается масса мультипликатора. Поэтому за критерий технического уровня можно принять отношение массы мультипликатора к мощности генератора. Этот критерий характеризует расход материалов для изготовления мультипликатора на получение требуемой мощности генератора,

$$\gamma = \frac{m}{P_G} , \quad (3)$$

где P_G – мощность генератора, кВт; m – масса мультипликатора, кг.

При этом масса мультипликатора определяется согласно выражения

$$m = \varphi \cdot \rho \cdot L \cdot B \cdot H , \quad (4)$$

где φ – коэффициент заполнения корпуса мультипликатора, в нашем случае $\varphi=0,32$; ρ – плотность металла, для стали $\rho=7800\text{кг/м}^3$; L, B, H – соответственно длина, ширина и высота мультипликатора.

Применительно к новому конструктивному исполнению мультипликатора $L = 0.5(1 + 3u)d_{w1}^*$; $B = 1.75\psi_{bd}d_{w1}^*$; $H = ud_{w1}^*$, следовательно

$$m = 0.875\varphi\rho\psi_{bd}u(1 + 3u)(d_{w1}^*)^3 , \quad (5)$$

где $u = (u_\Sigma)^{1/k}$ – передаточное отношение одной ступени мультипликатора; k – количество ступеней мультипликатора.

Предварительная оценка технического уровня осуществляется путем подстановки (2) и (5) в соотношение (3). При этом получаем обобщенную аналитическую формулу для оценки технического уровня ветродвигателей,

$$\gamma = 1,8191 \cdot 10^3 \frac{4\rho_1\psi_{bd}u(1 + 3u)(d_{w1}^*)^3}{V^3 D^2 C_p} . \quad (6)$$

Принимая в выражении (6) $\rho=7800\text{кг/м}^3$; $\psi_{bd}=1$; $V=13,0\text{м/с}$; $C_p=0,29$; $u = (u_\Sigma)^{1/3} = 94^{1/3} = 4,547$ получим более упрощенную формулу для оценки технического уровня ветродвигателя нового конструктивного исполнения,

$$\gamma = 475 \cdot 10^3 D^{-2} (d_{w1}^*)^3 . \quad (7)$$

Оценка технического уровня ветродвигателя с новым конструктивным решением мультипликатора произведена в сравнении с техническим уровнем ветроэнергетического агрегата "Nordex S70-1500" при следующих данных [6, 7]:

- мощность генератора 1500кВт;
- общее передаточное отношение мультипликатора $u_\Sigma=94$;
- диаметр ветроколеса $D=70\text{м}$;
- к.п.д. генератора 0,95;

- частота вращения вала генератора $n^* = 1800 \text{ мин}^{-1}$;
- масса мультипликатора 14000 кг.

Согласно этих данных технический уровень существующего мультипликатора ветроагрегата "Nordex S70-1500"

$$\gamma_C = \frac{m}{P_r} = \frac{14000}{1500} = 9,3333 \text{ кг/кВт.}$$

При диаметре ветроколеса $D = 70 \text{ м}$ согласно таблице 1, диаметр начальной окружности шестерни тяжело нагруженной ступени нового конструктивного исполнения мультипликатора $d_{\text{вл}}^* = 0,423 \text{ м}$.

Согласно выражению (7) технический уровень нового конструктивного исполнения мультипликатора

$$\gamma_H = 475 \cdot 10^3 \cdot 70^{-2} \cdot 0,423^3 = 7,337 \text{ кг/кВт.}$$

Таким образом, расход материалов для изготовления мультипликатора нового конструктивного исполнения на получение требуемой мощности генератора существенно уменьшается,

$$\Delta\gamma = \frac{\gamma_C - \gamma_H}{\gamma_C} \cdot 100\% = \frac{9,3333 - 7,377}{9,3333} \cdot 100\% = 21,39\% .$$

Выводы. На основании полученных результатов установлено, что применение нового конструктивного решения мультипликаторов в ветродвигателях при прочих равных условиях повышает их надежность и технический уровень и существенно снижает расходы материала на их изготовление.

Список литературы: 1. *Шедтер Я.Н.* Ветроэнергетические агрегаты. – М.: Машиностроение, 1972. – 248с. 2. *Харитонов В.П.* Автономные ветроэлектрические установки. – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2006. – 280с. 3. *Абдуллаев А.И., Наджафов А.М.* Трехступенчатый двухпоточный цилиндрический редуктор. Евразийский патент №017053В1, F16H 1/20 ЕАПО, Москва, 2012, Бюллетень №9, 4с. 4. *Наджафов А.М.* Поискное конструирование механического привода штанговых насосов. – Баку: изд-во аппарата ММ, 2008. – 254с. 5. *Абдуллаев А.И., Гасымов Р.М., Наджафов А.М., Саламов И.А.* Системный вероятностный расчет новой конструкции мультипликатора ветроэнергетического агрегата // Вестник машиностроения. – 2012. – №12. – С.27-30. 6. www.nordex-online.com/fileadmin/MEDIA/Produktinfos/EN/Nordex_S70-S77_I.pdf. 7. www.stork-gears.com/spotlight_windenergy_windturbine_gearbox_brands.php.

Поступила в редакцию 03.05.2013

УДК 621.548

Оценка технического уровня ветродвигателей / А.И. Абдуллаев, А.М. Наджафов, А.А. Саламов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.3-6. – Бібліогр.: 7 назв.

Представлені результати дослідження щодо встановлення функціонального взаємозв'язку між діаметром вітроколеса, швидкістю вітру і діаметром початкового кола шестерні важконавантаженого ступеня мультиплікатора вітрогенератора а також по оцінці його технічного рівня з новим конструктивним рішенням пакетного мультиплікатора.

Ключові слова: вітрогенератор, пакетний мультиплікатор.

Here is reviewed the results of research to establish of functional correlation between diameter of wind wheel, wind speed and diameter of pitch circle of heavy loaded gear stage of multiplier of windmill and also estimation of technical level of windmill with new constructive decision of package multiplier.

Keywords: windmill, package multiplier.

Д.Т. БАБИЧЕВ, д.т.н., профессор каф. ПМ ТюмГНГУ, Тюмень, Россия;
А.В. КРИВОШЕЯ, к.т.н., старший научный сотрудник ИСМ НАН, Киев, Украина;
М.Г. СТОРЧАК, д.т.н., научный сотрудник ИМВ УШ, Штутгарт, Германия;
В.А. ГОЛОВАНЕВ, инженер ЗАО "АСКОН", Курган, Россия;
А.Ю. ТАЙСИН, инженер ОАО Гипротюменнефтегаз, Тюмень, Россия

О СИНТЕЗЕ ПЕРЕХОДНОЙ КРИВОЙ ВО ВПАДИНЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ

Рассмотрена геометрия переходных кривых в виде дуг эллипсов, касающихся окружностей впадин одною из своих вершин. Построены математические модели, описывающие геометрию переходных кривых до радиусов кривизны включительно. Проведено исследование переходных кривых, приведены графики, отражающие их геометрические свойства. Даны номограммы для выбора рациональных параметров переходных кривых в виде дуг эллипсов и окружностей.

Ключевые слова: переходная кривая, колесо зубчатое цилиндрическое, червяк цилиндрический.

1. Постановка проблемы и актуальность задачи.

1.1. Профиль зуба и переходная кривая. Поверхности зубьев цилиндрических зубчатых колес и цилиндрических червяков являются, в общем случае, геликоидами, т.е. винтовыми поверхностями постоянного шага. Или частными случаями геликоидов: цилиндрическими поверхностями (для прямозубых колес) и телами вращения (для исходных инструментальных поверхностей). Все эти поверхности можно образовать винтовым, прямолинейным или круговым протягиванием торцового, осевого или нормального сечения профиля зуба (или впадины). При этом, практически всегда, профиль впадины состоит из разных участков (см. рисунок 1): правого и левого профилей зуба и переходной кривой.

Имеется два способа формообразования профиля зуба и переходной кривой:

Способ 1 – от инструмента. Задают профиль зуба инструмента. Профиль зуба и переходную кривую на зубчатом колесе или червяке находят методами теории зацеплений. Это "классический" и часто применяемый прием синтеза профилей зубьев. В том числе, в самых распространенных – эвольвентных передачах [1, 2].

Способ 2 – от профиля зубчатого колеса. Синтезируют профиль, оптимизируя условия касания зубьев в передаче. Затем задают переходную кривую (например, в виде набора дуг окружностей), связывающую две стороны впадины зуба. И, наконец, находят участок профиля зуба инструмента для формообразования заданной переходной кривой или отыскивают закон движения инструмента относительно заготовки (при обработке на многокоординатных станках). Так синтезируют, в частности, эвольвентные передачи с использованием обобщающих параметров [3]. Этот способ задания кривых востребован в задачах:

- Оптимизационный синтез профилей зубьев, когда определяют не параметры профиля (часто, эвольвенты), а находят

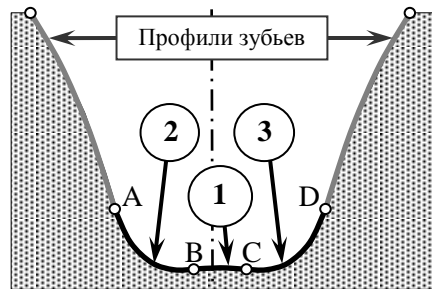


Рисунок 1 – Переходная кривая во впадине зуба:

1 – дно впадины, 2 – левая часть, 3 – правая часть

его форму, например, по критерию минимума контактных напряжений на искомом участке профиля зуба. [4-6].

- Задание начального приближения для параметрического синтеза переходной кривой по критерию минимума изгибных напряжений в зубьях.
- Отрисовка 2D-изображений зубчатых звеньев в САД системах.
- Расчет и создание средствами приложения к системе КОМПАС-3D (ЗАО "АСКОН", www.ascon.ru) "Валы и механические передачи 3D" 3D-моделей червяков и зубчатых колес с целью их последующего изготовления на современных многокоординатных станках.

1.2. Проблема. Актуально создание общих универсальных: методик, алгоритмов и математических моделей задания переходных кривых, ориентированных на решение названных задач, и отвечающих следующим требованиям:

- Возможно задание переходных кривых для всех видов цилиндрических зубчатых деталей. В том числе: с несимметричными зубьями; с касанием и с пересечением переходной кривой профиля зуба; с 1-3 разными кривыми и т.д.
- Гарантировано получение переходных кривых без участков с малыми радиусами кривизны (на таких участках большая концентрация напряжений).
- Математические модели не содержат сложных уравнений и алгоритмов.
- Предусмотрен простой интерфейс пользователя для управления формой переходной кривой и размещением расчетных точек на ней.

Актуальность проблемы возрастает с ростом возможности обработки зубьев на многокоординатных станках с программным управлением [7].

1.3. Возможные пути решения. Важным является вопрос о том, какие виды линий следует взять на участках переходной кривой. Полагаем, что для левой и правой частей переходной кривой (см. рисунок 1), наиболее подходящими являются следующие три вида линий, из которых и следует сделать выбор:

- Дуга эллипса, касающегося окружности впадин одною из своих вершин. Особенности: простые матмодели; частный случай – дуга окружности.
- Дуга произвольно расположенного эллипса. Особенности: более сложные математические модели; такие переходные кривые использованы в диссертации [8] с целью минимизации изгибных напряжений в ножке зубьев.
- Полидуга, т.е. набор дуг окружностей с управляемыми от одного или нескольких параметров: длинами и радиусами кривизны всех дуг. Особенности: наиболее общий случай задания плоских линий; использован при синтезе профилей зубьев с заданным законом изменения контактных напряжений вдоль искомой линии зацепления [6]; надежные, но громоздкие матмодели.

1.4. Предложенное решение. В данной работе рассмотрен первый вид линий. Такие дуги эллипсов опробованы при продолжении работы [6], и оказалось, что при этом: не возникает проблем с устранением интерференции головки зуба с переходной кривой; легко управлять формой переходной кривой и размещением расчетных точек на ней. Считаем, что третий вид линий (полидуга) самый перспективный, но его целесообразно использовать лишь после того, как на дугах эллипсов будут выявлены главные закономерности изменения радиусов кривизны вдоль переходных кривых, при которых изгибные напряжения в зубьях минимальны.

При задании переходных кривых придерживаемся следующих принципов:

- Переходная кривая состоит из двух частей: правой и левой, С возможностью

вставки между ними третьего участка – в общем случае, также дуги эллипса.

- Главные исходные данные для нахождения переходной кривой: координаты нижних активных точек на левом и правом профилях впадины; орты касательных к профилям в этих точках; радиус окружности впадин для зубчатых колес.

В статье рассмотрены зубчатые колеса с внешними зубьями. Данная работа выполнена в рамках договора о творческом научно-техническом сотрудничестве между институтом сверхтвердых материалов НАНУ (г. Киев, Украина), нефтегазовым университетом (г. Тюмень, Россия) и ООО "АСКОН-КР" (г. Киев, Украина).

2. Расчетная схема, исходные данные и требуемые результаты. На рисунке 2 дана расчетная схема для построения математической модели переходной кривой CD в виде дуги эллипса. На нем: C – точка начала переходной кривой на левой стороне профиля зуба (находится на дне впадины); K – текущая точка; u – ее криволинейная координата; \mathbf{n} , $\boldsymbol{\tau}$ – орты нормали и касательной к переходной кривой.

Исходные данные: 1) N – число расчетных точек на линии CD (включая точки C и D; $N > 2$); 2) k – коэффициент управления направлением расчетных точек на линии CD (равен отношению длины последнего отрезка, примыкающего к точке D, к длине первого отрезка, примыкающего к точке C); 3) u_{\max} – параметр управления формой переходной кривой CD ($1^\circ < u_{\max} < 120^\circ$); 4) x_D, y_D – координаты нижней активной точки профиля зуба в системе координат XCY (см. рисунок 2); 5) α_D – угол наклона нормали к профилю зуба в его нижней активной точке; 6) $\Delta\alpha_D$ – требуемый угол излома профиля в нижней активной точке (иногда это результат вычислений).

Практически всегда координаты профилей зубьев (и точки D, соответственно) рассчитывают в системе координат зубчатого колеса. И тогда исходными данными будут (вместо x_D, y_D): r_f, φ , и x_{D0}, y_{D0} в системе координат X_0OY_0 , а также угол наклона нормали α_{D0} к оси OX_0 – см. рисунок 3, на котором показаны системы координат зубчатого колеса (X_0OY_0) и переходной кривой CD (XCY).

Иногда, вместо r_f и φ , могут быть заданы координаты x_{C0} и y_{C0} точки C в системе X_0OY_0 . Приведем формулы пересчета исходных данных.

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \arctan(y_{C0}, -x_{C0}); \\ \alpha_D &= \alpha_{D0} - \varphi; \end{aligned} \right\}; r_f = \sqrt{x_{C0}^2 + y_{C0}^2}, \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} x_D &= x_{D0} \cdot \cos \varphi + y_{D0} \cdot \sin \varphi; \\ y_D &= y_{D0} \cdot \cos \varphi - x_{D0} \cdot \sin \varphi - r_f. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Функция $\arctan(x, y)$ в (1) находит полярный угол точки, отмеряемый от оси OX , по двум ее координатам x и y ; угол лежит в интервале $\{-\pi < \varphi \leq \pi\}$.

Требуемые результаты: 1) Уравнения для расчета координат точек на линии CD и проекций векторов \mathbf{n} и $\boldsymbol{\tau}$. 2) Формулы для нахождения радиуса кривизны в текущей точке K. 3) Алгоритм вычисления криволиней-

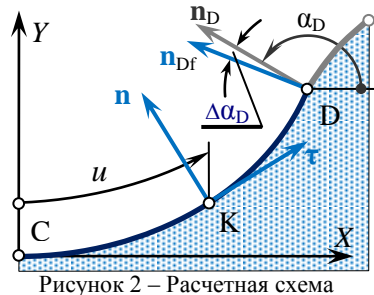


Рисунок 2 – Расчетная схема

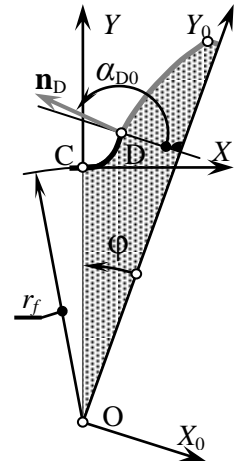


Рисунок 3 – Две системы координат: X_0OY_0 и XCY

ных координат для расчетных точек при их заданном неравномерном размещении на линии CD. 4) Формулы для вычисления угла излома $\Delta\alpha_D$.

3. Расчетные уравнения. Приводим их без вывода и с минимумом пояснений. Полуоси базового эллипса:

$$B = \frac{x_D}{\sin u_{\max}}; \quad H = \frac{y_D}{1 - \cos u_{\max}}. \quad (3)$$

Угол излома профиля в точке D

$$\Delta\alpha_D = \arctan(-H \cdot \sin u_{\max}, B \cdot \cos u_{\max}) - \alpha_D. \quad (4)$$

Если $\Delta\alpha_D > 0$ – излом выпуклый, т.е. происходит поднутрение (подрезание) зуба. При $\Delta\alpha_D = 0$ – переходная кривая и профиль зуба в точке D касаются. Чтобы получить в точке D касание или требуемый угол излома (например, оставляя припуск под последующее шлифование профиля зуба), следует варьировать, прежде всего, параметром формы u_{\max} . Можно также варьировать координатой y_D (т.е. радиальным зазором или радиусом r_f). А при минимизации изгибных напряжений надлежит изменять и координату x_D (т.е. толщину зуба). Заметим, что, варьируя координатами y_D и x_D , следует корректировать и значение угла α_D .

Уравнение переходной кривой CD:

$$x = B \cdot \sin u; \quad y = H \cdot (1 - \cos u). \quad (5)$$

Орт касательной:

$$T = \sqrt{(B \cdot \cos u)^2 + (H \cdot \sin u)^2}; \quad \tau_x = \frac{B \cdot \cos u}{T}; \quad \tau_y = \frac{H \cdot \sin u}{T}. \quad (6)$$

Орт нормали (выходит из тела детали):

$$n_x = -\tau_y; \quad n_y = \tau_x. \quad (7)$$

Радиус кривизны

$$R = - \left| \frac{T^3}{B \cdot H} \right|. \quad (8)$$

Здесь знак "-" означает, что профиль переходной кривой вогнутый.

Эллипс, как известно, может вырождаться в окружность. Тогда, радиус R_0 окружности и угол α_{Df} наклона касательной к переходной кривой в точке D найдутся так:

$$k_{YX} = \frac{y_D}{x_D}; \quad \Delta y = \frac{1 - k_{YX}}{k_{YX}}; \quad R_0 = k_{YX} + \Delta y; \quad \alpha_{Df} = \frac{\pi}{2} - \arctg(\Delta y). \quad (9)$$

Чтобы получить заданный угол α_{Df} при переходной кривой в виде дуги окружности следует варьировать, как минимум, двумя параметрами из трех: u_{\max} , y_D и x_D .

Массивы координат точек на переходной кривой при равномерном изменении криволинейной координаты u :

$$\Delta u = \frac{u_{\max}}{N-1}; \quad i = 0; \quad u_i = 0; \quad x_i = 0; \quad y_i = 0. \quad (10)$$

$$u_i = (i \cdot \Delta u); \quad x_i = B \cdot \sin u_i; \quad y_i = H \cdot (1 - \cos u_i), \quad \{i=1, 2, \dots, N\}. \quad (11)$$

Массив криволинейных координат при заданном коэффициенте размещения k :

$$M = \sqrt{\frac{(x_N - x_{N-1})^2 + (y_N - y_{N-1})^2}{x_1^2 + y_1^2}}; \quad k_M = N \cdot 2 \sqrt{\frac{k}{M}}; \quad \Delta u_1 = \Delta u. \quad (12)$$

$$\Delta u_i = \Delta u_{i-1} \cdot k_M; \quad u_i = u_{i-1} + \Delta u_i, \quad \{i=2, 3, \dots, N\}; \quad k_u = \frac{u_{\max}}{u_N}. \quad (13)$$

$$u_i = u_i \cdot k_u; \quad x_i = B \cdot \sin u_i; \quad y_i = H \cdot (1 - \cos u_i), \quad \{i=1, 2, \dots, N\}. \quad (14)$$

Приведенные выше уравнения (1-14) пригодны и для вычисления координат точек на левой стороне впадины переходной кривой (линия АВ на рисунке 1). При незначительной корректировке исходных данных и некоторых формул, их можно применять и для переходных кривых на рейках и в осевых сечениях червяков. Если точки В и С совпадают (см. рисунок 1), то на переходной кривой будет два, а не три участка. После вычисления координат расчетных точек на всей переходной кривой по формулам (10-14), можно найти: проекции ортов касательных и нормалей, а также радиусы кривизны – по формулам (6-9) при $i=0,1, \dots, N$. И использовать их, например, для нахождения профиля инструмента для обработки переходной кривой, а также радиусов кривизны этого профиля. При этом вероятнее всего, потребуется пересчитать координаты точек и проекции векторов в систему координат X_0OY_0 зубчатого колеса (см. рисунок 3) по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} x_{0i} &= x_i \cdot \cos \varphi - (y_i + r_f) \cdot \sin \varphi \\ y_{0i} &= (y_i + r_f) \cdot \cos \varphi + x_i \cdot \sin \varphi \end{aligned} \right\}; \quad \left. \begin{aligned} n_{x0i} &= n_{xi} \cdot \cos \varphi - n_{yi} \cdot \sin \varphi \\ n_{y0i} &= n_{yi} \cdot \cos \varphi + n_{xi} \cdot \sin \varphi \end{aligned} \right\}; \quad \{i=0,1, \dots, N\}. \quad (15)$$

4. Исследование геометрии переходных кривых. Формулы (1-15) были реализованы в компьютерной программе. При этом вначале набрали в Word разделы 2 и 3 с расчетными схемами и формулами. Затем формулы запрограммировали с распечатки, что делает надежнее формулы (1-15) и рисунки 2 и 3 в данной статье. Ниже представлены результаты расчетов, выполненных по этой программе.

На рисунке 4 показано влияние параметра формы u_{\max} на вид переходной кривой при двух разных соотношениях ее высоты и ширины $k_{yx}=y_D/x_D$. В левой части рисунка ($k_{yx}=3/4$) размещение точек вдоль переходной кривой близкое к равномерному, т.е. коэффициент размещения точек $k=1$. В правой части ($k_{yx}=4/3$) – $k=0.5$, т.е. последний отрезок (у точки D) вдвое короче первого (у точки C).

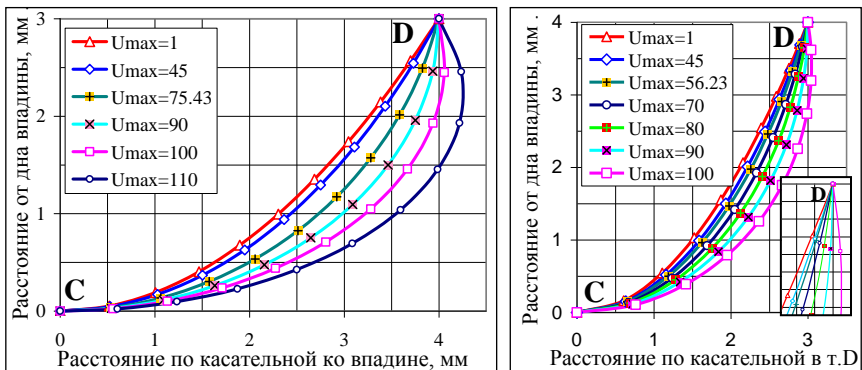


Рисунок 4 – Влияние параметра u_{\max} управления формой на вид переходной кривой

На рисунке 5 представлено, как изменяются радиусы кривизны переходных кривых, приведенных на рисунке 4 слева. Обращаем внимание на то, что:

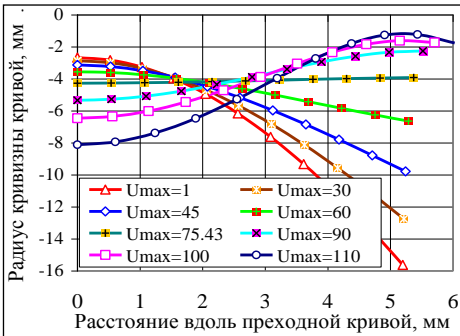


Рисунок 5 – Зависимость радиуса кривизны переходной кривой с $y_D/x_D=3/4$ от положения точки на ней и от параметра формы u_{max}

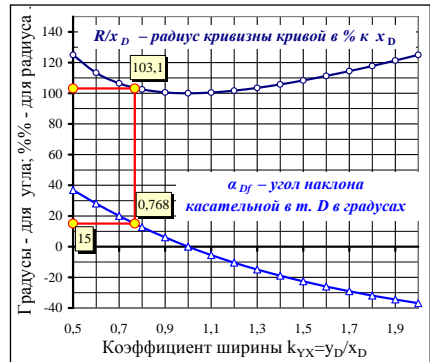


Рисунок 6 – Нахождение переходной кривой в виде дуги окружности

а) кривая с $u_{max}=75,43$ касается профиля зуба в точке D (при $\alpha_D=15^\circ$); **б)** вдоль этой кривой радиус кривизны близок к константе $R \approx 4$ мм, т.е. эллипс почти вырожден в окружность. На рисунке 6 приведена диаграмма, с помощью которой можно находить параметры переходной кривой в виде дуги окружности. Это делается так:

- 1) По нижней диаграмме находим k_{YX} , указав угол α_D : $\bullet \alpha_D=15^\circ \rightarrow k_{YX}=0,768$.
- 2) По верхней диаграмме находим R/x_D в %: $\bullet k_{YX}=0,768 \uparrow \leftarrow R/x_D=103,1\%$.
- 3) Вычисляем радиус R_0 кривизны дуги окружности: $R_0=-1,031 \cdot x_D=-4,124$ мм.

Т.е. если сделать впадину глубже (вместо $y_C=3$ мм взять $y_C=k_{YX} \cdot x_D=3,072$ мм), то дуга эллипса с $R \approx 4$ мм выродится в дугу окружности с $R_0=-4,124$ мм.

Важные характеристики кривой CD: **а)** диапазон изменения радиусов кривизны R_{min} и R_{max} вдоль этой линии; **б)** угол α_{Df} наклона касательной к кривой в т. D.

На рисунках 7 и 8 приведены диаграммы, показывающие, как зависят R_{min} , R_{max} и α_{Df} от двух параметров – u_{max} и k_{YX} . Дан общий вид диаграмм (слева) и их наиболее важные фрагменты (справа – в крупном масштабе). Используя эти диаграммы можно так находить переходные кривые с оптимальной геометрией:

- по данным u_{max} и α_{Df} : найти k_{YX} , т.е. отношение y_D/x_D (по графикам рисунка 7);

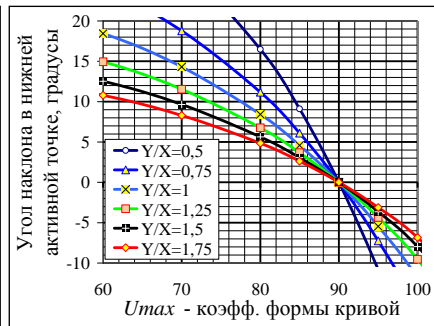
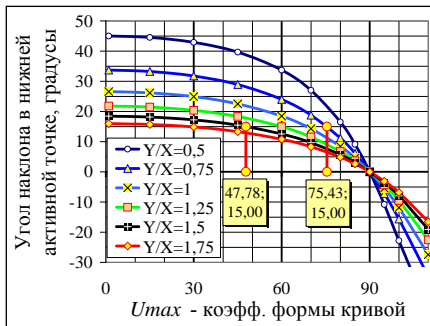


Рисунок 7 – Влияние параметров переходной кривой (параметра формы u_{max} и коэффициента высоты $k_{YX}=y_D/x_D$) на угол α_{Df} наклона касательной к кривой в т. D

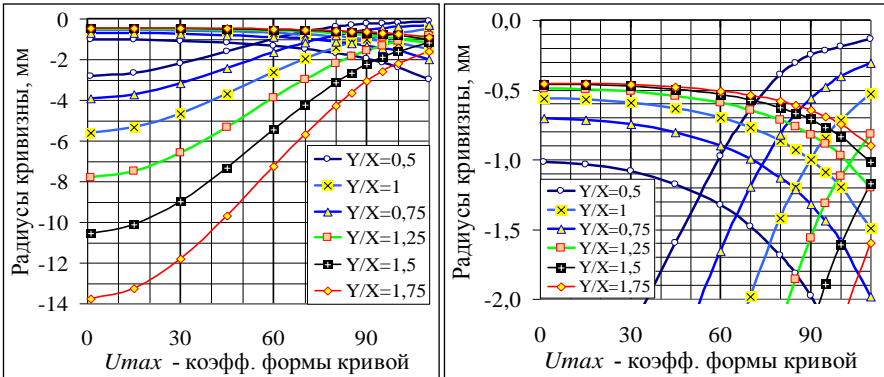


Рисунок 8 – Влияние u_{max} и $k_{YX}=y_D/x_D$ на радиусы кривизны R_{min} и R_{max} кривой CD

- проанализировать для найденного k_{YX} диапазоны изменения R_{min} и R_{max} (по рисунку 8), и принять решение о применимости такой кривой. Или, изменяя k_{YX} , поискать более подходящий вариант с меньшей разницей R_{min} и R_{max} .
- Уточнить и рассчитать по формулам (1-15) все параметры переходной кривой.
- Переходную кривую объединить с профилем зуба и, при необходимости, получить в CAD системе винтовым, прямолинейным или круговым протягиванием: цилиндрический червяк; или цилиндрическое косозубое или прямозубое колесо; или исходную инструментальную поверхность в виде тела вращения.

На рисунке 9 представлен пример передачи, в которой к синтезированным профилям, дающим постоянные контактные напряжения по Герцу вдоль всей линии зацепления, присоединены переходные кривые в виде дуг эллипсов.

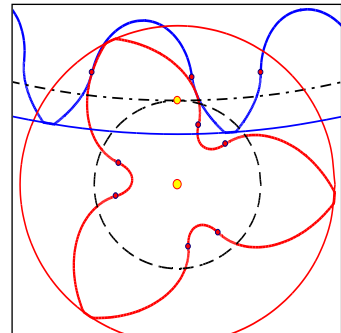


Рисунок 9 – Передача с $z_1=3, z_2=27$

Выводы:

1. Приведены разработанные математические модели переходных кривых, состоящие из дуг эллипсов и окружностей и ориентированные на параметрический синтез кривых по критерию минимума напряжений в основании зуба.
2. Проведено исследование геометрии этих кривых, в результате чего построены диаграммы, и созданы основы методики синтеза дуг эллипсов с малой разницей между минимальными и максимальными радиусами кривизны этих дуг.
3. При параметрическом синтезе переходных кривых на симметричных зубьях разумно находить три неизвестных: **с)** параметр u_{max} управления формой переходной кривой; **б)** радиальный зазор c ; **а)** толщину зуба S_a на поверхности вершин.

Список литературы: 1. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи.– М.: Машиностроение, 1969.– 431с. 2. Болотовский И.А., Безруков В.И., Васильев О.Ф. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач – М.: Машиностроение, 1986. –448с. 3. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1995. – 320с. 4. Lebek, Alan O., Radzimisovsky E.I. The synthesis of profile shapes and spur gears of high load capacity // Trans. ASME, 1970, В 92, #3, p.543-551. 5. Шишов В.И., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением.

– Луганск: СНУ им. Даля, 2006. – 408с. **6. Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А.** Основы синтеза профилей зубьев цилиндрических передач, обладающих повышенной контактной прочностью // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ": Збірник наукових праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – №36. – С.10-19. **7. Heisel, U.; Danilchenko, Yu.; Pasternak, S.; Storchak, M., Schaal, M.:** Modellieren des Verzahmens mit Scheibenwerkzeugen. Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb (2010), Nr.7-8/2010, S.649-654. **8. Frihe, T.:** Berechnung und Minimierung der Zahnfußspannung von Standard- und LowLoss-Verzahnungen. Dissertation. TU München 2012.

Поступила в редакцію 30.04.2013

УДК 621.83

О синтезе переходной кривой во впадине цилиндрических зубчатых колес и червяков / Д.Т. Бабичев, А.В. Кривошея, М.Г. Сторчаков, В.А. Голованев, А.Ю. Тайсин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.7-14. – Бібліогр.: 8 назв.

Розглянута геометрія перехідних кривих у вигляді дуг еліпсів, що стосуються кіл западин одною зі своїх вершин. Побудовані математичні моделі, що описують геометрію перехідних кривих до радіусів кривизни включно. Проведено дослідження перехідних кривих, приведені графіки, що відображають їх геометричні властивості. Дайни номограми для вибору раціональних параметрів у вигляді дуг еліпсів і кіл.

Ключові слова: перехідна крива, колесо зубчате циліндрове, черв'як циліндровий.

Discerned geometry of fillet curves in view as elliptic arc, what touch a circle of dedendum with one of peak. Build mathematical models for description geometry of fillet curves up to radius of curvature included. Realized research of fillet curve, presented diagrams that shown its geometrical attributes. Depicted nomograms of choosing rational parameters of fillet curves in view as elliptic arcs and circles.

Keywords: fillet curve, cylindrical gear, cylindrical worm.

УДК 624.011.078.001.4

В.Л. БАСИНЮК, д.т.н., доц., директор НТЦ ОИМ НАН Беларуси, Минск;
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н., доц., главный научный сотрудник
ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси, Гомель;
Е.И. МАРДОСЕВИЧ, к.т.н., заведующий сектором ОИМ НАН Беларуси;
А.А. ГЛАЗУНОВА, научный сотрудник ОИМ НАН Беларуси;
С.С. ПАПИНА, начальник отдела УП "КБТЭМ-СО" ГНПО "Планар",
Минск, Беларусь

СЕРТИФИКАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ НИЗКИХ И ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Рассмотрена методика проведения сертификационных ускоренных испытаний пар трения с полимерными композиционными материалами в лабораторных условиях при повышенных до 375К и пониженных до минус 173К температурах.

Ключевые слова: методика, композиционные материалы, температура.

Постановка задачи. Полимерные композиционные материалы все чаще находят широкое применение в передачах зацеплением мехатронных систем различного назначения. В ряде случаев они могут работать без смазки в широком диапазоне температур; их применение позволяет снизить массу приборов и механизмов в 2 и более раз.

Основной задачей исследований являлась разработка методики для проведения сертификационных ускоренных испытаний пар трения с полимерными композиционными материалами в лабораторных условиях при пони-

© В.Л. Басинюк, В.Е. Старжинский, О.І. Мардосевич, Г.О. Глазунова, С.С. Папіна, 2013

женных до минус 173К и повышенных до 373К температурах и скоростях скольжения от 0,01м/с до 20м/с. В результате ее реализации планировалось получить аналитическую зависимость коэффициента трения скольжения и интенсивности изнашивания в заданном диапазоне температур охлаждения и нагрева пары трения, скоростей скольжения и контактных давлений.

Анализ литературы. Анализ методических подходов [1-6], используемых при триботехнических испытаниях пар трения скольжения показал, что, несмотря на значительное число новых технических решений в этой области, возможности сокращения длительности и трудоемкости их проведения при исследованиях полимерных композитов остаются крайне ограниченными.

Цель статьи. Целью нашей работы являлась разработка методики организации и проведения ускоренных сертификационных триботехнических испытаний пар трения "композит на основе полимера – сталь типа ШХ15 с твердостью HRC62-65 и шероховатостью рабочих поверхностей менее 0,16мкм", ориентированных на использование в передачах зацеплением, подшипниках и направляющих скольжения техники для экстремальных условий.

Методика исследований. В предлагаемом подходе ускорение испытаний достигается в результате одновременного испытания нескольких образцов с применением программно-управляемых приводных систем, автоматизированных средств управления режимами испытаний, съемом и обработкой диагностических данных и использования при организации и проведении испытаний метода планирования эксперимента.

Ускоренные сертификационные испытания проводятся при минимальном и максимальном значениях требуемого температурного диапазона использования полимерного материала, скоростей скольжения и контактных напряжений.

В качестве исходных параметров при выборе режимов ускоренных сертификационных испытаний используются:

- нормальная температура T_0 ;
- минимальная T_{\min} и максимальная T_{\max} температуры соответственно охлаждения и нагрева пары трения, определяемые условиями эксплуатации или техническими условиями на сертифицируемые пары трения или иными требованиями, определяемыми в установленном порядке;
- минимальная V_{\min} и максимальная V_{\max} скорости скольжения, определяемые условиями эксплуатации или техническими условиями на сертифицируемый материал или иными требованиями, определяемыми в установленном порядке;
- минимальное p_{\min} и максимальное p_{\max} контактное давление, определяемые условиями эксплуатации или техническими условиями на сертифицируемый материал или иными требованиями, определяемыми в установленном порядке.

По результатам ускоренных сертификационных испытаний определяют коэффициенты трения скольжения и интенсивность изнашивания испытываемых пар трения скольжения, включающих композиционные полимерные материалы.

При реализации методики определяются зависимости коэффициентов трения скольжения и износостойкости от температуры T (К), скорости скольжения V (м/с) и контактных давлений p (МПа) в требуемых диапазонах изменения этих параметров, имеющие вид:

$$f = f_0 + a_{fT} \frac{T - T_0}{T_{\max} + T_{\min}} + a_{fV} \frac{V - V_c}{V_{\max} + V_{\min}} + a_{fp} \frac{p - p_c}{p_{\max} + p_{\min}} +$$

$$+ a_{fTV} \frac{T - T_0}{T_{\max} + T_{\min}} \frac{V - V_c}{V_{\max} + V_{\min}} + a_{fTp} \frac{T - T_0}{T_{\max} + T_{\min}} \frac{p - p_c}{p_{\max} + p_{\min}} +$$

$$+ a_{fVp} \frac{V - V_c}{V_{\max} + V_{\min}} + a_{fTVp} \frac{T - T_0}{T_{\max} + T_{\min}} \frac{V - V_c}{V_{\max} + V_{\min}} \frac{p - p_c}{p_{\max} + p_{\min}} ; \quad (1)$$

$$i = i_0 + b_{iT} \frac{T - T_0}{T_{\max} + T_{\min}} + b_{iV} \frac{V - V_c}{V_{\max} + V_{\min}} + b_{ip} \frac{p - p_c}{p_{\max} + p_{\min}} +$$

$$+ b_{iTV} \frac{T - T_0}{T_{\max} + T_{\min}} \frac{V - V_c}{V_{\max} + V_{\min}} + b_{iTp} \frac{T - T_0}{T_{\max} + T_{\min}} \frac{p - p_c}{p_{\max} + p_{\min}} +$$

$$+ b_{iVp} \frac{V - V_c}{V_{\max} + V_{\min}} + b_{iTVp} \frac{T - T_0}{T_{\max} + T_{\min}} \frac{V - V_c}{V_{\max} + V_{\min}} \frac{p - p_c}{p_{\max} + p_{\min}} , \quad (2)$$

где f – коэффициент трения скольжения испытываемой пары трения при текущем значении скорости скольжения, температуре и контактном давлении в рассматриваемых диапазонах изменения данных параметров; f_0 – среднее значение коэффициента трения скольжения испытываемой пары трения при среднем значении скорости скольжения, средней температуре и среднем значении контактного давления; i – интенсивность изнашивания испытываемой пары трения при текущем значении скорости скольжения, температуре и контактном давлении в рассматриваемых диапазонах изменения данных параметров, мкм/м; i_0 – среднее значение интенсивности изнашивания испытываемой пары трения при среднем значении скорости скольжения, нормальной температуре и среднем значении контактного давления, мкм/м; $a_{fT}, a_{fV}, a_{fp}, a_{fTV}, a_{fTp}, a_{fVp}, a_{fTVp}$ – коэффициенты, определяемые при исследованиях коэффициентов трения по методике обработки данных при планировании эксперимента и имеющие размерности, соответственно $K^{-1} \cdot c/m, MPa^{-1}, K^{-1} \cdot c/m, K^{-1} \cdot MPa^{-1}, MPa^{-1} \cdot c/m, K^{-1} \cdot MPa^{-1} \cdot c/m$; $b_{iT}, b_{iV}, b_{ip}, b_{iTV}, b_{iTp}, b_{iVp}, b_{iTVp}$ – коэффициенты, определяемые при исследованиях износостойкости по методике обработки данных при планировании эксперимента и имеющие размерности, соответственно $K^{-1} \cdot мкм/м, c \cdot мкм/м^2, MPa^{-1} \cdot мкм/м, K^{-1} \cdot c \cdot мкм/м^2, K^{-1} \cdot MPa^{-1} \cdot мкм/м, MPa^{-1} \cdot c \cdot мкм/м^2, K^{-1} \cdot MPa^{-1} \cdot c \cdot мкм/м^2$.

Для проведения испытаний может быть использован стендовый комплекс, схема которого показана на рисунке 1.

Управление процессом проведения испытаний, съемом и обработкой диагностических данных осуществляется от ПЭВМ с многоканальным АЦП через специальный микропроцессорный контрольно-силовой модуль, позволяющий обеспечить регулируемую скорость скольжения образцов и температуру нагрева или охлаждения в приведенном выше диапазоне значений, а также регистрацию усилий сопротивления скольжения с определением силы и коэффициента трения и интенсивности изнашивания образцов.

Перед проведением испытаний, исходя из значений p_{\min} и p_{\max} осуществляется расчет радиусов кривизны R_{\max} и R_{\min} образцов из каждого испытываемого композита на основе полимерного материала.

При подготовке к ускоренным испытаниям в соответствии с методикой

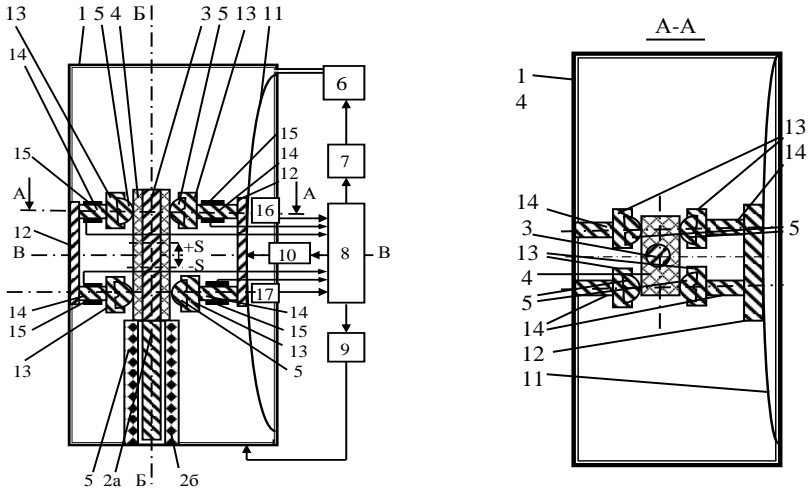


Рисунок 1 – Схема устройства для проведения испытаний в условиях вакуума:

1 – вакуумная камера; 2а, 2б – статор и ротор коил-двигателя; 3 – цилиндрический шток; 4 – контротло; 5 – испытываемый образец; 6 – вакуумный насос; 7 – блок управления вакуумным насосом (БУВН); 8 – программируемый модуль; 9 – блок управления коил-двигателем (БУК); 10 – блок управления нагружением (БУН); трибоспрязжений "образец 5 – контротло 4"; 11 – упруго-податливая диафрагма; 12 – жесткая опорная пластина; 13 – державка; 14 – упруго деформируемая пластина; 15 – тензодатчики, соединенные по мостовой схеме; 16,17 – бесконтактные измерители малых перемещений

планирования эксперимента составляется таблица 1 уровней варьирования параметров и их кодовых обозначений.

Формируется матрица планирования ускоренных сертификационных испытаний, приведенная в таблице 2. Образцы выставляются по опорной поверхности и закрепляются в державки; в вакуумной камере создается требуемое разряжение. Проводятся предварительные испытания при нормальной температуре $(296 \pm 2) \text{K}$ $(23 \pm 2) \text{C}$, минимальных и максимальных скоростях скольжения.

Проведение испытаний. При проведении испытаний испытываемые образцы охлаждаются до температуры T_{\min} , после чего со скоростями V_{\min} и V_{\max} осуществляется цикл испытаний с определением коэффициентов трения и интенсивности изнашивания, после чего образцы нагреваются до максимальной температуры T_{\max} , и также со скоростями V_{\min} и V_{\max} осуществляется цикл испытаний с определением коэффициента трения и интенсивности изнашивания.

Из полученных данных результатов формируются файлы данных.

Таблица 1 – Уровни варьирования параметров и их кодовых обозначений

Уровень варьиремых факторов	Обозначение кодовое	$T/T_0, (T, \text{K})$	$V/V_{cs} (V, \text{m/c})$	$p/p_c (p, \text{MPa})$
		X_1	X_2	X_3
Основной уровень	0	$0,5(T_{\max} + T_{\min})$	$0,5(V_{\max} + V_{\min})$	$0,5(p_{\max} + p_{\min})$
Интервал варьирования	ΔX_i	$T_{\max} - T_{\min}$	$V_{\max} - V_{\min}$	$p_{\max} - p_{\min}$
Верхний уровень	+1	$(T_{\max} - T_{\min})/$	$(V_{\max} - V_{\min})/$	$(p_{\max} - p_{\min})/$
		$(T_{\max} + T_{\min})$	$(V_{\max} + V_{\min})$	$(p_{\max} + p_{\min})$
Нижний уровень	-1	$(T_{\min} - T_{\max})/$	$(V_{\min} - V_{\max})/$	$(p_{\min} - p_{\max})/$
		$(T_{\max} + T_{\min})$	$(V_{\max} + V_{\min})$	$(p_{\max} + p_{\min})$

Таблица 2 – Матрица планирования ускоренных сертификационных испытаний

№ группы	№ эксп.	Режимы испытаний			Обозначение
		T/T_0 , (Т, К)	V/V_c , (V, м/с)	p/p_c , (p, МПа)	
I	1	T_{min}	V_{min}	p_{min}	-1
	2	T_{min}	V_{min}	p_{max}	+1
	3	T_{min}	V_{max}	p_{min}	+1
	4	T_{min}	V_{max}	p_{max}	-1
II	5	T_{max}	V_{min}	p_{min}	+1
	6	T_{max}	V_{min}	p_{max}	-1
	7	T_{max}	V_{max}	p_{min}	-1
	8	T_{max}	V_{max}	p_{max}	+1

Результаты испытаний. По результатам испытаний по методике обработки данных при планировании эксперимента рассчитываются коэффициенты зависимости (1) и (2). С помощью t -критерия (критерия Стьюдента) осуществляется проверка статистической значимости коэффициентов уравнений (1) и (2). С помощью F -критерия (критерия Фишера) оценивается адекватность принятой модели в целом.

Выводы. Разработанная методика позволяет проводить ускоренные сертификационные испытания полимерных материалов для машиностроительных конструкций и приборов, таких как зубчатые передачи, подшипники скольжения и направляющие, работающие в широком диапазоне температур при различных нагрузочных режимах. Применение методики позволит ускорить и получить достоверные данные о характеристиках полимерных материалов, автоматизировать процесс исследования их триботехнических и эксплуатационных свойств.

Список литературы: 1. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / *Е.В. Зиновьев, А.Л. Левин, М.М. Бородулин и др.*; Под ред. *А.В. Чичинадзе* – М.: Машиностроение, 1980. – 208с. 2. ДИН 50100-78, DE. Испытания материалов на усталостную прочность. Термины и определения, условные обозначения, проведение испытаний, оценка результатов. Взамен ДИН 50100-53; введ. 02.78 Издано в: [Б.м., 1978]. – 36с. 3. *Гильман А.А.* Механические испытания полимерных материалов. Учебное пособие. – СГТУГод, 2006. 4. *Гурова Т.А.* Технический анализ и контроль производства пластмасс / *Т.А. Гурова*. – М.: Высшая школа, 1980. – 200с. 5. *Малкин А.Я.* Методы измерения механических свойств полимеров / *А.Я. Малкин, А.А. Аскадский, В.В. Коврига*. – М.: "Химия", 1978. – 336с. 6. ГОСТ 14359-69. Пластмассы. Методы механических испытаний. Общие требования. – Введен 01.01.1970. – М.: Изд-во стандартов, 1969. – 27с.

Поступила в редколлегию 26.04.2013

УДК 624.011.078.001.4

Сертификационные испытания композиционных материалов при низких и повышенных температурах / В.Л. Басинюк, В.Е. Старжинский, Е.И. Мардосевич, А.А. Глазунова, С.С. Папина // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.14-18. – Бібліогр.: 6 назв.

Розглянута методика проведення сертифікаційних прискорених випробувань пар тертя з полімерними композиційними матеріалами в лабораторних умовах при підвищених до 375К і знижених до мінус 173К температурах.

Ключові слова: методика, композиційні матеріали, температура.

Methodology of realization of certification speed-up tests of pairs of friction is considered with polymeric composition materials in laboratory terms at enhance able to 375K and lowered to minus 173K temperatures.

Keywords: methodology, composition materials, temperature.

О.В. БЕРЕСТНЕВ, член-корр. НАН Беларуси, д.т.н., проф., главный научный сотрудник ОИМ НАН Беларуси, Минск;

Я.О. БЕРЕСТНЕВ, к.т.н., старший научный сотрудник ОИМ НАН Беларуси

ПОВЫШЕНИЕ ИНФОРМАТИВНОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ СПЕКТРОВ ПРИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ РЕСУРСОВ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДНЫХ МЕХАНИЗМОВ МАШИН

Показана высокая эффективность обкаточных испытаний для повышения и сравнительной оценки качества изготовления, прогнозирования ресурсов работоспособности зубчатых приводных механизмов по данным диагностического вибрационного мониторинга.

Ключевые слова: вибрационный спектр, зубчатый приводной механизм.

Введение. Актуальность работы. Эксплуатационные характеристики и ресурсы работоспособности большинства современных приводных механизмов машин определяются совершенством конструкций и качеством финишных операций изготовления зубчатых колес и фрикционных дисков, по технологическим уровням которых часто можно довольно точно характеризовать реальную конкурентоспособность предприятий изготовителей в целом.

Из анализа современных тенденций развития производства зубчатых передач как в нашей стране, так и за рубежом следует, что востребованная в настоящее время точность изготовления зубчатых колес для основных потребителей в авто- и тракторостроении должна обеспечиваться на уровне 7-й степени по ГОСТ 1643-81. Соответственно этим требованиям необходимо создание более производительных методов и средств современного комплексного контроля качества изготовления зубчатых передач массового производства, которые и являются объектами рассмотрения в опубликованных нами методических рекомендациях [1].

В связи с появлением и все более широким применением за рубежом приборов двухпрофильного контроля с возможностями записи колебания измерительного межосевого расстояния ИМР и последующего программного анализа этих результатов, перспективной является и активно ведущаяся разработка отечественных средств измерения для контроля колебаний измерительных межосевых расстояний с полной записью их изменений.

Сочетание комплексного метода контроля ИМР с приработочными и выборочными ускоренными стендовыми ресурсными испытаниями позволит рассматривать разрабатываемые нами методические рекомендации в этой области в качестве универсальных для оценки и обеспечения точности изготовления ответственных зубчатых передач, которые в настоящее время лимитируют ресурсы работоспособности и качественные характеристики приводных механизмов большой группы современных машин.

Содержание исследований. Для прогнозирования ресурсов работоспособности изготавливаемых ответственных зубчатых колес обычно проводят выборочные ускоренные стендовые испытания образцов созданных колес. В рекомендациях обобщен большой опыт белорусских ученых в разработке ме-

тодов ускоренных ресурсных испытаний, создании испытательного оборудования, методик инструментального мониторинга параметров виброактивности и сравнительной оценки полученных результатов при прогнозировании ресурсов работоспособности зубчатых колес.

Обработку, приработочные и ускоренные ресурсные испытания целесообразно сопровождать вибрационной диагностикой и мониторингом изменений виброакустических параметров испытываемых механизмов на всех стадиях их проведения. Для этих целей нами широко используются современная вибро- и шумодиагностическая аппаратура, а также созданные в ОИМ НАН Беларуси целевые микропроцессорные диагностические комплексы "Вибротест-2000" и "ВАТСОН", имеющие ряд достоинств при исследованиях изменений параметров сложных динамических систем приводных механизмов.

Для эффективного диагностирования очень важно получать точные оценки спектральной мощности на характерных частотах механизма. Определенным вкладом в повышение точности вибрационной диагностики является разработанная в институте методика определения рациональной длительности анализируемого участка вибрационной сигналаграммы, в которой точно укладывается целое число периодов 1-й гармоники (оборотной) сигнала [2].

Применение быстрого преобразователя Фурье для прямоугольного временного окна, с рассчитанной длительностью, дает существенно уточненные оценки амплитуд вибраций и спектральной мощности, а также четкие линии гармоник оборотной и зубцовой частот на спектрограммах (см. рисунок).

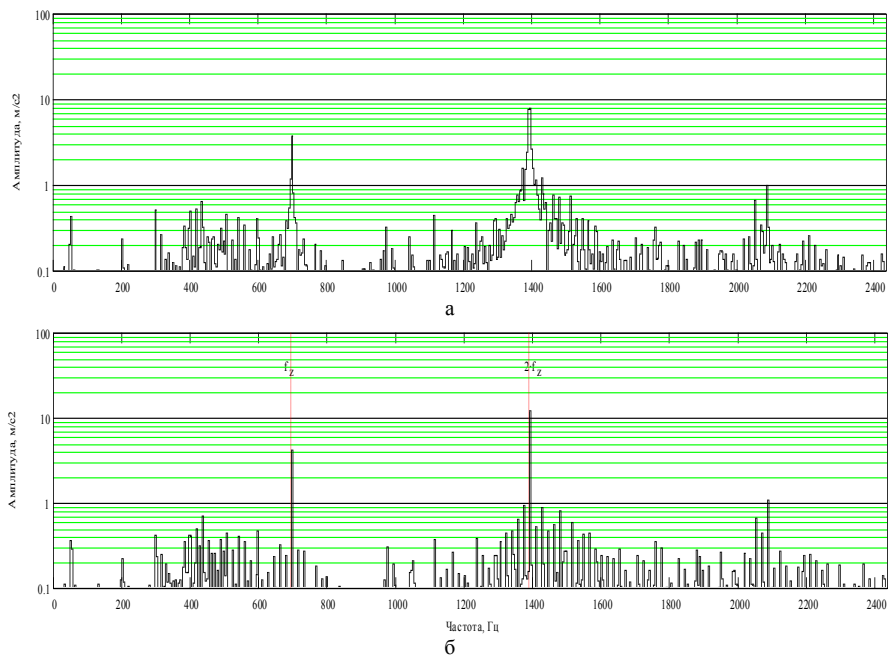


Рисунок – Спектры виброускорений при испытаниях пары зубчатых колес, $z_1=z_2=40$, $n=1040$ об/мин, отмечены зубцовая частота и ее 2-я гармоника:
а – первое приближение спектра; б – уточненный по предложенному методу

В представленном примере реального спектра виброускорений, полученного при испытаниях исследуемой пары зубчатых колес, уточнение величин амплитуд составило для 1-й гармоники зубцовой частоты 9,3%, для 2-й гармоники – 35,1%.

В представленном примере реального спектра виброускорений, полученного при испытаниях исследуемой пары зубчатых колес, уточнение величин амплитуд составило для 1-й гармоники зубцовой частоты 9,3%, для 2-й гармоники – 35,1%. Ожидаемое по расчету – до 36%. Разработано необходимое программное обеспечение "Виброспектр 2007" для автоматизации получения уточненных спектральных характеристик вибраций при сравнительных испытаниях зубчатых приводных механизмов, которое уже устанавливается в создаваемые ОИМ НАН Беларуси виброизмерительные комплексы, передаваемые заказчиком на контрактной основе, и может быть также применено в практически всех современных системах этого типа.

Эффективность методики сравнительной оценки состояния приводных механизмов при обкатке с применением вибрационного мониторинга подтверждена при приемочных испытаниях редукторов приводов шахтных конвейеров, изготавливаемых ЗАО "Солигорский институт проблем ресурсосбережения с опытным производством". Широко используется обкатка ответственных приводных механизмов в качестве обязательной технологической операции на БелАЗе. Ее дополнение периодическим инструментальным вибрационным мониторингом, как показали результаты предварительных совместных исследований, представляет большие возможности для ранжирования и повышения качества важнейших механизмов карьерных самосвалов – редукторов мотор-колес (РМК). Качество обкатываемых РМК и срок объективно рациональной длительности обкатки можно оценить по установлению устойчивой в течение принятой в настоящее время длительности обкатки тенденции к минимально инструментально обнаруживаемому (на 5-8%) снижению среднеквадратичных значений (СКЗ) по крайней мере, одной из групп регистрируемых параметров: виброускорений, виброскоростей или виброперемещений. На анализируемых вибрационных спектрах также четко выделяются амплитуды вибрации на зубцовых и кратных им гармониках практически всех зубчатых сопряжений обкатываемых РМК, что позволяет, уже и при необходимых переборках вполне целенаправленно проводить их требуемые технологические доработки.

Большое внимание уделяется ресурсным испытаниям зубчатых колес. Одним из наиболее перспективных путей сокращения длительности испытаний является, предложенный и развиваемый нами, новый метод ускоренной сравнительной оценки служебных характеристик сопоставляемых конструкционных и технологических решений путем испытаний пар зубчатых колес с передаточным отношением, равным единице, и рассмотрением каждой сопрягаемой пары зубьев такой передачи, как отдельного объекта исследований, имеющего отличную от других, даже соседних пар динамическую составляющую нагрузки из-за различий шагов зацепления, возникающих вследствие естественных, либо специально формируемых погрешностей изготовления и сборки [3]. Вследствие этого процессы расходования ресурсов работоспособности, происходящие в каждой паре сопрягаемых зубьев, протекают во времени по-разному. Поэтому при испытаниях двух зубчатых колес с передаточным отношением, равным единице ($Z_1=Z_2$), рассматривая при этом каждую пару зубьев как отдельный объект испытаний, можно построить блок нагруженности каждой сопрягаемой пары зубьев и получить обширную информацию о процессах износа, накопления усталостных по-

вреждений, изменений виброактивности, практически равноценную статистическим данным от испытаний Z пар. Такой подход позволяет значительно сократить количество испытываемых зубчатых колес, время проведения испытаний.

Точная оценка нагруженности отдельных зубьев может быть осуществлена посредством прямого тензометрирования. Однако осуществление тензометрирования всех зубьев колеса, вследствие достаточно высокой сложности и трудоемкости этой операции, едва ли целесообразно. Поскольку динамическая составляющая нагрузки во многом определяет виброакустическую активность зубчатой передачи, то данная задача может быть решена путем одновременного фиксирования в реальном масштабе времени нагруженности и виброактивности при работе в зацеплении тензометрируемого зуба. На основании полученных данных устанавливается связующая эти параметры корреляционная зависимость, использование которой, позволяет по амплитуде вибрационных импульсов, генерируемых и не тензометрируемыми зубьями, оценить их действительную нагруженность.

Выводы. Изложенный в рекомендациях [1] с примерами реализации метод ускоренных испытаний по анализу отдельных пар сопрягаемых зубьев позволит более чем на порядок сократить длительность трудоемких и дорогостоящих ресурсных испытаний зубчатых колес за счет уменьшения числа испытываемых образцов, ускорит внедрение при производстве зубчатых колес новых конструктивных решений, перспективных материалов и технологий.

Разработанное программно-методическое обеспечение построения уточненных спектральных характеристик и полученные первые результаты введения при обкатке дополнительного контроля изменений параметров вибрационных спектров показывают реальную возможность отработать методы объективного инструментального вибрационного контроля качества изготовления и сборки, и повысить ресурсы работоспособности наиболее ответственных приводных механизмов, лимитирующих основные показатели большой группы современных машин.

Список литературы: 1. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения: методические рекомендации / *О.В. Берестнев, В.Е. Антонюк, Н.Н. Ишин* и др. – Мн.: БелГИСС, 2009. – 115с. 2. *Берестнев Я.О.* Методика получения уточненных спектральных характеристик вибрации для механизмов циклического действия // *Весті Акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук.* – 1998. – №2. – С.31-35. 3. *Берестнев О.В., Берестнев Я.О., Ишин Н.Н., Антоюченя Л.М.* Метод ускоренных испытаний зубчатых передач приводных механизмов для испытательных модулей, работающих в условиях космоса // *Материалы Первого Белорусского конгресса.* – Минск: ОИПИ НАН Беларуси, 2003. – С.38-40.

Поступила в редакцию 24.04.2013

УДК 621.833

Повышение информативности вибрационных спектров при экспериментальных исследованиях ресурсов работоспособности зубчатых приводных механизмов машин / *О.В. Берестнев, Я.О. Берестнев* // *Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу.* – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.19-22. – Бібліогр.: 3 назв.

Показано високу ефективність обкатних випробувань для підвищення та порівняльної оцінки якості виготовлення, прогнозування ресурсів працездатності зубчастих приводних механізмів за даними діагностичного вібраційного моніторингу.

Ключові слова: вібраційний спектр, зубчастий приводний механізм.

High efficiency tests for raise and a comparative estimation of a workmanship, forecasting of resources of working capacity of gear drive mechanisms according to diagnostic vibrating monitoring is shown.

Keywords: vibrating spectrum, gear drive mechanism.

Н.И. ВЕЛИЧКО, к.т.н., доцент каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск

ФОРМООБРАЗОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС МЕТОДОМ ЗУБОТОЧЕНИЯ

Построена математическая модель станочного зацепления пары долбяк – цилиндрическое колесо. Произведена оценка точности процесса формообразования сопряженных поверхностей зубьев с использованием модели незатылованного инструмента при изготовлении цилиндрических прямозубых колес.

Ключевые слова: зацепление, долбяк, цилиндрическое колесо.

Введение. Современные методы изготовления зубчатых колес основаны на огибании инструментальных поверхностей – накатников, зуборезных долбяков, червячных фрез, шлифовальных кругов. При методе зубонакатывания, обеспечивающем форсированные режимы обработки, не достигается требуемая точность и качество сопряженных поверхностей зубчатых колес. Дефектный поверхностный слой удаляется последующей механической обработкой, причем после изготовления колес на поверхностях зубьев формируются макронеровности с большим шагом, устранимые лишь финишными методами отделки. Таким образом, существующие операции полного цикла производства колес характеризуются длительностью и энергоемкостью, поэтому работы по совершенствованию инструмента и операций, исследованию их точности являются актуальными.

Анализ последних исследований и литературы. Область применения зуборезных долбяков расширена. В современном производстве они применяются при изготовлении зуботочением не только колес с внутренними зубьями, но и колес с внешними зубьями. Метод зуботочения позволяет повысить производительность обработки и улучшает параметры шероховатости поверхности [1]. Выполнены исследования, позволяющие при изготовлении зубчатых колес с эвольвентным зацеплением оптимизировать целый ряд параметров процесса обработки, например, угол зацепления, смещение исходного контура [2].

Цель статьи. В работе построена обобщенная модель процесса формообразования сопряженных поверхностей при параметрическом задании исходного контура, что позволяет исследовать процесс зуботочения и при видах зацепления, отличных от эвольвентного. На базе полученной модели произведена оценка точности метода. Обоснована возможность применения модели инструмента комбинированного типа, сочетающего в расчетном сечении геометрию долбяка и накатника.

Постановка задачи. Поставлены задачи моделирования и численного анализа процесса формообразования цилиндрических зубчатых колес методом зуботочения с целью оценки точности метода и экспериментальной проверки результатов путем применения незатылованных долбяков.

Материалы исследований. Производящее колесо представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с увеличенной высотой головки зуба. Сопряженные поверхности производящего колеса имеют форму огибающих боковых поверхностей зубьев производящей рейки. Начальный цилиндр колеса перекачивается без скольжения по начальной плоскости рейки, в подвижной системе координат $x_1y_1z_1$, жестко связанной с колесом 1 (рисунок 1), поверхности описываются уравнениями [3]:

© М.И. Величко, 2013

$$\begin{aligned} x_1 &= (f_1 - r_1) \cos \psi_1 + \Omega_1 \cos \beta \sin \psi_1, & y_1 &= (f_1 - r_1) \sin \psi_1 - \Omega_1 \cos \beta \cos \psi_1, \\ z_1 &= -f_2 \sin \beta - (\Omega_1 + f_2) \operatorname{ctg} \beta \cos \beta - r_1 \psi_1 \operatorname{ctg} \beta. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь: r_1 – радиус делительной окружности производящего колеса; ψ – параметр огибания (угол поворота колеса в станочном зацеплении с рейкой); β – угол наклона зубьев; $f_1=f_1(\lambda)$, $f_2=f_2(\lambda)$ – уравнения, описывающие активный участок исходного контура; Ω_1 – вспомогательная функция.

Обобщенная форма задания исходного контура производящей рейки позволяет описать геометрию сопряженных поверхностей для различных зацеплений. Для эвольвентных передач активная часть исходного контура производящего колеса – отрезок прямой, уравнения исходного контура в нормальном сечении рейки имеют вид:

$$f_1 = \lambda \cdot \cos \alpha, f_2 = -\lambda \cdot \sin \alpha + 0,25\pi m_n; \quad f_1' = \cos \alpha, \quad f_1' = -\sin \alpha; \quad \Omega_1 = f_1 f_1' / f_2'.$$

Здесь λ – линейный параметр ($-1/\cos \alpha \leq \lambda \leq 1/\cos \alpha$); α – угол профиля исходного контура. Нормальное сечение поверхности (1) в средней части зуба колеса можно получить при дополнительном условии:

$$\psi_1 = -(\Omega_1 + f_2) \cos \beta / r_1.$$

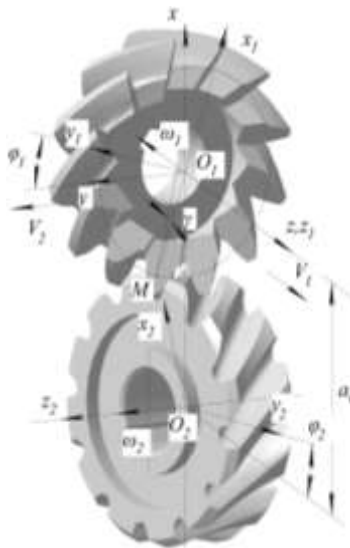


Рисунок 1 – Схема огибания

филь зубьев глобоидного колеса. Система координат $x_2 y_2 z_2$ жестко связана с колесом, ось $O_2 z_2$ – ось его вращения. Поверхность станочного зацепления:

$$\begin{aligned} y &= (f_1 - r_1) \sin(\varphi_1 + \psi_1) - \Omega_1 \cos \beta \cos(\varphi_1 + \psi_1), \\ x &= (f_1 - r_1) \cos(\varphi_1 + \psi_1) + \Omega_1 \cos \beta \sin(\varphi_1 + \psi_1), \quad z = z_1. \end{aligned} \quad (2)$$

Уравнение поверхности зубьев колеса можно получить, записав уравнение (2) в подвижной системе координат $x_2 y_2 z_2$:

$$\begin{aligned} x_2 &= x \cos \varphi_2 + y \cos \Sigma \sin \varphi_2 - z \sin \Sigma \sin \varphi_2 - a_w \cos \varphi_2, \\ y_2 &= -x \sin \Sigma_2 + y \cos \varphi_2 - z \sin \Sigma \cos \varphi_2 - a_w \sin \varphi_2, \quad z_2 = y \sin \Sigma + z \cos \Sigma, \end{aligned} \quad (3)$$

определив предварительно $\psi_1 = \psi_1(\varphi_1)$ при $\lambda = \text{const}$ из уравнения:

$$\begin{aligned} & f_1' r_1 (1 - u_{21} \cos \Sigma) \cos \beta - z_1 u_{21} \sin \Sigma \cdot \left[f_2' \cos(\varphi_1 + \psi_1) + f_1' \cos \beta \sin(\varphi_1 + \psi_1) \right] - \\ & - a_w u_{21} \cos \Sigma \cdot \left[f_2' \sin(\varphi_1 + \psi_1) - f_1' \cos \beta \cos(\varphi_1 + \psi_1) \right] + \\ & + f_1' u_{21} \sin \Sigma \sin \beta \cdot \left[(f_1 - r_1) \cos(\varphi_1 + \psi_1) + \Omega_1 \cos \beta \sin(\varphi_1 + \psi_1) + a_w \right] = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнение связи параметров (4) получено кинематическим методом теории зубчатых зацеплений.

При зубонакатывании относительные поступательные движения исключены ($V_1 = V_2 = 0$), впадины на колесе имеют седловидную форму. В среднем по ширине венца нормальном сечении профиль впадины глобоидного колеса соответствует нормальному сечению цилиндрического косозубого колеса с теми же параметрами. При наличии согласованных относительных поступательных движений накатника и заготовки формируется цилиндрическое косозубое колесо. Состав движений упрощается при изготовлении прямозубых колес – накатник перемещается в направлении оси заготовки ($V_1 = 0$), а межосевой угол $\Sigma = \beta$.

При зуботочении формообразование впадин осуществляется резаньем, для моделирования процесса следует описать режущие кромки долбяка. В средней торцовой плоскости на зубе производящего колеса принята базовая расчетная точка $M(-r_1; 0; 0)$, расположенная на делительном цилиндре. Через расчетную точку проходит плоскость, включающая переднюю грань долбяка (заштрихованная область на рисунке 1); через эту же точку, перпендикулярно к винтовой линии с углом подъема $\beta' = \pi/2 - \beta$, проходит плоскость, содержащая нормальное сечение зуба. Поименованные плоскости образуют передний угол γ , соответствующий аналогичному углу стандартных долбяков.

Уравнение плоскости, включающей переднюю грань, приведено к виду:

$$x_1 \cdot \text{tg} \gamma + y_1 \cdot \sin \beta + z_1 \cdot \cos \beta + r_1 \cdot \text{tg} \gamma = 0. \quad (5)$$

Полученное уравнение является уравнением связи параметров, подстановка сочетаний λ, ψ_1 , удовлетворяющих условию (5), в уравнения (2) позволяет описать режущие кромки в исходном сечении затялованных долбяков. Коэффициент смещения производящего колеса $x_k = 0$ соответствует формообразованию "нулевых" колес.

Посредством применения долбяков также можно получать как глобоидные, так и цилиндрические колеса. При движениях огибания и винтовом движении долбяка в направлении собственной оси режущими кромками формируется глобоидное колесо, при поступательном движении в направлении оси заготовки – цилиндрическое. Между режущими кромками и поверхностями нарезаемых колес наблюдается относительное скольжение. Относительное скольжение используется как движение резания, скоростью резания можно управлять рациональным выбором параметра инструмента. Сам процесс зуботочения характеризуется высокой производительностью, по сравнению с зубофрезерованием операционное время существенно уменьшается. Ограничением является усилия резания, во многом зависящие от скорости подачи инструмента V_1 .

Огибающая режущих кромок долбяка, получаемая после перехода к уравнениям (3) с соблюдением условия (4), представляет собой пространственную кривую, множество таких линий при поступательном движении долбяка образует активную поверхность зуба нарезаемого колеса. В случае изготовления

прямоугольных колес профиль активных поверхностей легко получить проецированием полученной кривой на среднюю торцовую плоскость колеса $x_2O_2y_2$.

Результаты исследований. Выполнено численное моделирование процессов формообразования цилиндрических колес, образованных огибанием накатника и режущих кромок долбяка. Выполнена оценка точности воспроизведения эвольвентных поверхностей зубьев, получаемых методом зуботочения, путем сравнения с теоретическими поверхностями, получаемыми огибанием косозубого эвольвентного накатника. Оценка точности производилась на примере образования сопряженных поверхностей на прямоугольном колесе. В зацеплении косозубого накатника и цилиндрического колеса, расположенных на скрещивающихся осях, наблюдается точечный контакт, совокупность точек контакта на поверхностях зубьев образует активные действующие линии.

В качестве примеров на рисунке 2 в системе координат z_1 ; $R_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}$ показано расположение активных действующих линий на поверхностях зубьев накатников; там же показаны режущие кромки долбяков. Линейные размеры указаны в долях модуля зацепления. В качестве условия получения сопряженных эвольвентных поверхностей может приниматься совпадение активных действующих линий с режущими кромками долбяка. При уменьшении угла наклона линии 1 и 2 сближаются, несовпадение же линий приводит всегда к приближенному воспроизведению требуемой геометрии поверхностей.

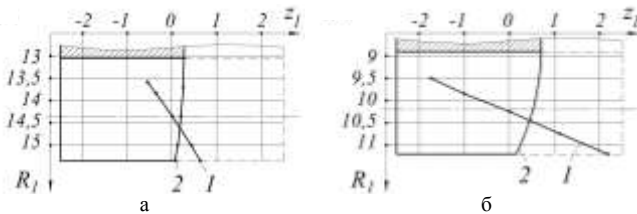


Рисунок 2 – Активные действующие линии 1 и режущие кромки долбяка 2 в передачах $z_1=20$, $u_2=1$ при углах наклона: а – $\beta=15^\circ$, б – $\beta=45^\circ$

При моделировании зацепления установлено, что при угле наклона зубьев долбяка $\beta=30^\circ$ и том же модуле погрешность достигает наибольших значений на головке зуба и составляет 0,1мм. При увеличении угла наклона погрешность возрастает, для устранения ошибок требуется последующая обработка, например путем пластической деформации.

Проведены экспериментальные исследования, для которых был изготовлен зуборезный долбяк с такими же параметрами. Особенность долбяка – отсутствие затыловки. При равном нулю заднем угле долбяка и согласованных движениях в паре косозубый долбяк – прямоугольное колесо наблюдается, помимо резания, перекатывание поверхностей. Сопряженные поверхности зубьев колеса после прикатки теоретически имеют эвольвентную форму, фактически же точность воспроизведения эвольвентных поверхностей и инженерия поверхностей зубьев определяется жесткостью кинематических цепей зубообрабатывающего оборудования.

Выводы. Построена математическая модель формообразования сопряженных поверхностей цилиндрических колес методами резания и пластического деформирования при обобщенной форме задания исходного контура

Погрешность профиля зуба является важным показателем, принятым для оценки точности передач по нормам плавности. Например, для колес с модулем 3,5мм и делительным

передачи. Численный анализ позволил оценить погрешности метода зуботочения. Изготовлен экспериментальный инструмент, позволяющий сочетать обработку резанием с прикатыванием поверхностей зубьев, выполнено изготовление опытных образцов колес. Дальнейшие исследования потребуют изучения стойкости режущей части инструмента, напряженно-деформированного состояния объектов и инженерии поверхностей колес.

Список литературы: 1. *Либуркин Л.Я., Трубяков В.А.* Увеличение долговечности винтовой зубчатой передачи // В кн.: Тр. Ленинградского инж.-строит. ин-та. – 1977. – Вып.1(127). – С.120-126. 2. *Крутина Н.П., Гаврилов Ю.В.* Оптимальные параметры обкаточных резцов при зуботочении // Известия Челябинского научного центра. – Вып.2(36). Тема вып.: "Проблемы машиностроения". – 2007. – С.49-54. 3. *Шишов В.П., Носко П.Л., Величко Н.И., Карпов А.П.* Высоконагруженные винтовые зубчатые передачи. – Луганск: изд-во ВНУ им. В.Даля, 2009. – 240с.

Поступила в редакцию 24.04.2013

УДК 621.833

Формообразование цилиндрических колес методом зуботочения / Н.И. Величко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.23-27. – Бібліогр.: 3 назв.

Побудована математична модель верстатного зачеплення пари довбач – циліндричне колесо. Проведена оцінка точності процесу формоутворення спряжених поверхонь зубців з використанням моделі незатілюваного інструмента при виготовленні циліндричних прямозубих коліс.

Ключові слова: зачеплення, довбач, циліндричне колесо.

A mathematical model of a gear-shaping cylindrical wheel pair is designed. Accuracy assessment for the process of forming conjugate surfaces has been made; the possibility of applying an unreheued tool when producing cylindrical straight-toothed wheels has been considered.

Keywords: gearing, gear-shaping, cylindrical wheel.

УДК 621.9

В.А. ВИТРЕНКО, д.т.н., проф., заведуючий каф. ТМийК ВНУ им. В. Даля, Луганск;
Б.С. ВОРОНЦОВ, к.т.н., профессор каф. ТМийК ВНУ им. В. Даля;
С.Г. КИРИЧЕНКО, аспирант каф. метрологии ВНУ им. В. Даля;
И.А. БОЧАРОВА, к.т.н., доцент каф. ГиКМ ВНУ им. В. Даля

ВОПРОСЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЗУБЬЕВ НА ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ЗАГОТОВКАХ

Рассмотрено нарезание зубьев на гиперболоидных заготовках с использованием вертикально-фрезерных станков с ЧПУ. Впервые получены принципиально новые гиперболоидные зубчатые колеса, имеющие линейный характер касания зубьев при любом передаточном отношении в механизме.

Ключевые слова: Винтовое зубчатое колесо, линейный характер касания, гиперболоидное зубчатое колесо, схемы формообразования, винтовая линия.

Введение. В мире выпускается большое количество зубчатых колес различного назначения. В настоящее время одним из распространенных зубчатых колес являются винтовые зубчатые колеса. В производстве, рассмотренном выше, зубчатые колеса, как правило, формообразуются при помощи стандартных фрез на цилиндрических заготовках. Очень часто в механизме такие колеса работают на скрещивающихся осях. Характер касания зубьев в

© В.О. Вітренко, Б.С. Воронцов, С.Г. Кириченко, І.А. Бочарова, 2013

таких зубчатых передачах может быть как точечным, так и линейным. Если передаточное отношение в зацеплении больше восьми, то характер касания линейный, если передаточное отношение меньше восьми, то характер касания зубьев точечный. Такое положение в значительной степени зависит от конструкции зубчатого колеса и технологии его изготовления.

На наш взгляд, в последнее время конструкторы, технологи и другие исследователи зубчатых зацеплений большое внимание уделяют новым конструкциям зубчатых колес и инструментов для их нарезания. Это объясняется широким применением вычислительной техники и программных продуктов, предназначенных для конструирования приведенных выше зубчатых изделий. Однако на практике очень сложно изготовить такие зубчатые колеса на серийных зубофрезерных станках из-за невозможности осуществления многих формообразующих движений. Имея большой опыт изготовления зубчатых колес на серийных зубообрабатывающих станках, сложно преодолеть стереотип мышления и попытаться изготовить такие детали на различном оборудовании с ЧПУ.

Цель работы – исследование процесса нарезания зубьев на гиперболических заготовках на 4-х координатном вертикально фрезерном станке с ЧПУ при помощи концевой фрезы.

Основная часть. Нарезание зубьев производится на предварительно изготовленной гиперболической заготовке. Такие гиперболические зубчатые колеса могут использоваться в различных механизмах для конструирования винтовых зубчатых пар с линейным характером касания зубьев при любом передаточном отношении. Кроме того, такие гиперболические зубчатые колеса можно использовать как геометрическую основу многозаходных гиперболических зубчатых фрез. При изготовлении таких фрез основная инструментальная поверхность полностью совпадает с производящей поверхностью. Вследствие особой геометрии таких зубчатых изделий они не требуют дополнительной операции затыловки зубьев.

Нарезание зубчатых колес при помощи концевой фрезы попытаемся осуществить на вертикально фрезерном станке с ЧПУ по схеме, представленной на рисунке 1. Концевая фреза устанавливается в инструментальном суппорте станка, а заготовка нарезаемого гиперболического зубчатого колеса закреплена на оправке, установленной в делительную головку, которая в свою очередь установлена на столе станка. При помощи одновременных трех поступательных движений и одного вращательного движения нарежем зубья на гиперболической заготовке.

Перед нарезанием зубьев на гиперболической заготовке в данном исследовании попытаемся привести методику расчета и конструирования различных гиперболических зубчатых колес. На первом этапе исследования нарежем самое простое однозаходное зубчатое колесо. Угол наклона винтовой канавки этого зубчатого колеса $\gamma = 14^\circ$. Модуль гиперболического зубчатого колеса в нормальном сечении $m_n = 2\text{ мм}$. Шаг колеса

$S = m_n \pi = 6,28\text{ мм}$. Так как

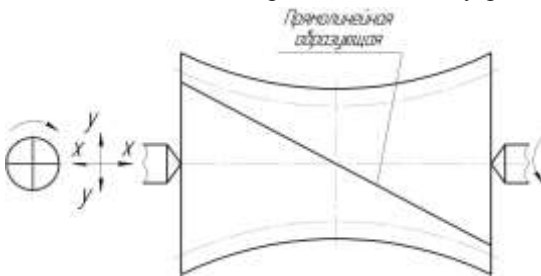


Рисунок 1 – Схема формообразования гиперболического зубчатого колеса

диаметр зубчатого колеса меняется от горлового к торцевому сечению, следовательно, его модуль также меняется по сечениям. Найдем модуль гиперболоидного зубчатого колеса в торцевом сечении. Разобьем его поверхность на составные части, приняв ширину каждой из них равной 60мм.

$$m_t = m_n / \cos(90^\circ - \gamma) = m_n / \cos 76^\circ = 8,2671 \text{ мм.}$$

Далее найдем делительный диаметр гиперболоидного колеса в большем торце: $d_d = q \cdot m_t = 10 \cdot 8,2671 = 82,67 \text{ мм}$, при этом q примем равным 10.

Наружный диаметр колеса определим следующим образом: $d_a = d_d + 2,5 \cdot m_n = 82,67 + 2,5 \cdot 2 = 87,67 \text{ мм}$.

Конструкция рассматриваемого гиперболоидного зубчатого колеса представлена на рисунке 2.

Представленное гиперболоидное зубчатое колесо имеет большую ширину, поэтому на практике такие колеса разбивают на составные части. В нашем исследовании каждая из таких составных частей по ширине равна 60мм. При проектировании гиперболоидной фрезы необходимо определить величину задних углов на таком инструменте. Попытаемся это сделать при помощи простых геометрических расчетов.

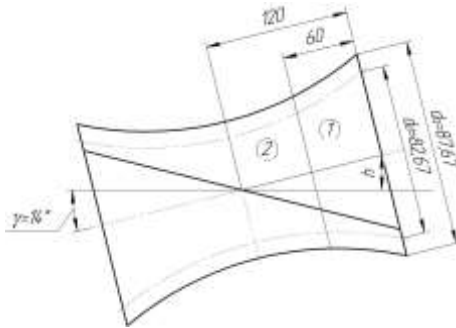


Рисунок 2 – Эскиз рассматриваемого гиперболоидного зубчатого колеса

Рассмотрим большой торец фрезы, а, следовательно, фрезу, выделенную на рисунке 3.

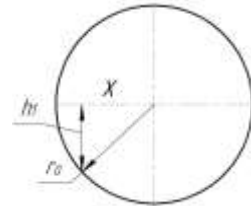


Рисунок 3 – Торец фрезы

$$r_a = d_a / 2 = 43,84 \text{ мм}, \text{ следовательно } h = 120 \cdot \sin 14 = 29,03 \text{ мм};$$

$$h_1 = h / \cos \gamma = 29,92 \text{ мм}; \quad x = \sqrt{r_a^2 - h_1^2} = 32,04 \text{ мм}.$$

Теперь рассмотрим меньший торец фрезы и произведем такие же расчеты:

$$h = 60 \cdot \sin \gamma = 60 \cdot 0,2419 = 14,51 \text{ мм}; \quad h_1 = h / \cos \gamma = 14,51 / 0,9703 = 14,96 \text{ мм};$$

$$r_a = \sqrt{x^2 + h_1^2} = 35,36 \text{ мм}.$$

Диаметр фрезы наружный в рассматриваемом сечении: $d_a = 2 \cdot r_a = 70,72 \text{ мм}$.

$$d_d = d_a - 2,5 m_n = 65,72 \text{ мм}.$$

Определим перепад диаметров рассматриваемой фрезы: $87,67 - 70,72 = 16,95 \text{ мм}$.

Такого перепада вполне достаточно, чтобы получить геометрические задние углы при конструировании зуборезного инструмента. Необходимо помнить, что варьируя диаметром конструируемого инструмента, его числом заходов и углом наклона витка можно в значительной степени увеличить геометрические задние углы на проектируемом инструменте.

Если попытаться сконструировать фрезу, выделенную на рисунке сектором 2, то по тому же принципу найдем ее геометрические размеры. В этом случае расчет показал, что в большем торце диаметры фрезы равны: $d_d = 65,72\text{мм}$, $d_a = 70,72\text{мм}$.

В меньшем торце эти диаметры равны: $d_d = 59,08\text{мм}$, $d_a = 64,08\text{мм}$.

В этом случае перепад диаметров в торцах фрезы составляет 6,64мм. Для такой широкой фрезы недостаточно такого малого перепада диаметров для образования задних углов.

Предложенный метод нарезания зубьев не является высокопроизводительным, хотя обладает высокой универсальностью и поэтому может быть применим для большинства машиностроительных предприятий. Кроме того на производстве остро стоит вопрос чистовой обработки зубьев после их термической обработки. На серийном зубошлифовальном оборудовании возможна такая обработка, но при этом возникают сложности с изготовлением и заправкой шлифовальных кругов, имеющих сложный профиль. На станочном оборудовании с ЧПУ с вертикальным расположением шпинделя можно при помощи абразивного инструмента обрабатывать термообработанные гиперболоидные зубчатые колеса.

Изготовление и отделка зубьев на вертикально фрезерных автоматах и полуавтоматах позволяет нарезать зубья на гиперболоидных заготовках с любым числом заходов. На серийном зубофрезерном оборудовании сложно нарезать зубчатые колеса с числом заходов больше 10, т.к. в этом случае червячная пара зубофрезерного станка работает на высоких оборотах, что приводит к ее нагреву и преждевременному износу. Кроме того, возникают сложности при настройке делительной гитары зубофрезерного станка, при этом необходимо иметь большой ассортимент зуборезного инструмента.

При помощи разработанного метода нарезания зубьев на практике были нарезаны гиперболоидные зубчатые колеса с числом зубьев от одного до сорока. Угол наклона витка таких зубчатых колес меняется от 7° до 45° . Диаметры делительных окружностей лежали в пределах $d_d = 41 \dots 230\text{мм}$. Таким образом, в данном исследовании впервые удалось нарезать зубья на однополостном гиперболоиде на обычных универсальных станках с ЧПУ. Общий вид таких зубчатых колес представлен на рисунке 4.

Далее в исследовании рассматривалось зацепление изготовленных гиперболоидных зубчатых колес с цилиндрическими прямозубыми и косозубыми зубчатыми колесами.

Целью обкатки являлось определение величины мгновенного суммарного пятна контакта в зацеплении. Пятно контакта определялось после поворота колес собранной передачи на полный оборот при легком торможении. Анализ пятен контакта у всех цилиндрико-гиперболоидных зубчатых пар показал, что характер касания зубьев был линейный. С увеличением количества зубьев гиперболоидных зубчатых колес и их диаметра площадь пятна контакта увеличилась. У всех собранных зубчатых пар, независимо от передаточного отноше-



Рисунок 4 – Гиперболоидные зубчатые колеса

ния, характер касания между зубьями оказался линейным.

Выводы. Получила дальнейшее развитие теория и практика формообразования винтовых зубчатых колес на стандартном универсальном оборудовании с ЧПУ при помощи концевых фрез. Экспериментально определено пятно контакта у всех разработанных зубчатых передач. Исследования показали, что независимо от передаточного отношения в зубчатой передаче характер касания между зубьями будет линейным. Таким образом, впервые удалось получить гиперболоидные зубчатые колеса с линейным характером касания зубьев независимо от их заходов и габаритных размеров.

Список литературы: 1. Основи формоутворення поверхонь при механічній обробці / Равська Н.С., Родін П.Р., Ніколаєнко Т.П., Мельничук П.П. – Житомир: ЖИТИ, 2000. – 169с. 2. Пат.34475 Україна, МПК В23F 9/00. Спосіб нарізування гіперболоїдних зубчастих коліс / О.В. Вітренко, О.С. Вітренко, І.О. Кириченко, заявник і патентовласник Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля. – №200803692; Заявл. 24.03.2008; Опубл. 11.08.2008, Бюл. №15. 3. Кириченко І.А. Создание гиперболоидных передач с линейным контактом зубьев на базе специальных режущих инструментов: дисс... докт. техн.наук: 05.02.02 "Машиноведение". – Луганск, 2004. – 350с.

Поступила в редколлегию 22.04.2013

УДК 621.9

Вопросы совершенствования технологии формообразования зубьев на гиперболоидных заготовках / В.А. Витренко, Б.С. Воронцов, С.Г. Кириченко, И.А. Бочарова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.27-31. – Бібліогр.: 3назв.

Розглянуте нарізання зубців на гіперболоїдних заготовках з використанням вертикально-фрезерних верстатів з ЧПУ. Вперше одержані принципово нові гіперболоїдні зубчасті колеса, які мають лінійний характер торкання зубців при будь-якому передаточному відношенні в механізмі.

Ключові слова: Гвинтове зубчасте колесо, лінійний характер торкання, гіперболоїдне зубчасте колесо, схеми формоутворення, гвинтова лінія.

Teeth cutting on hyperbola work-pieces using vertical-milling NC machine-tools has been investigated. Principally new hyperbola gears having linear character of teeth contact under any transmission ratio in a mechanism have been obtained for the first time.

Keywords: helical gear, linear character of contact, hyperbola gear, form-shaping schemes, helical curve.

УДК 620.178.16 : 621.892

А.В. ЗАХАРЧЕНКО, старший преподаватель каф. автомобильного транспорта Университета "Украина", Киев

ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ О МЕХАНИЗМАХ ПРОТИВОИЗНОСНОГО И АНТИФРИКЦИОННОГО ДЕЙСТВИЯ ПАКЕТОВ ПРИСАДОК К ТЕХНИЧЕСКИМ МАСЛАМ

На основании современных трибологических источников предлагается аналитический обзор путей решения проблемы выбора по механизму противоизносного и антифрикционного действия в трибосопрежении определенного смазочного материала, который соответствует конкретным условиям эксплуатации. Систематизированы требования для нахождения пороговых значений результата совместного действия тепловых и механических нагрузок, когда поверхностные слои трущихся тел становятся химически и каталитически активными, что есть необходимым для интенсификации процессов образования эффективного химически модифицированного слоя.

Ключевые слова: пакет присадок, химически активные вещества, поверхность трения, хемосорбция, химически модифицированный слой.

© А.В. Захарченко, 2013

Актуальность задачи. До 30-х годов механизм действия присадок объяснялся исключительно процессами физической адсорбции. Затем появились химические концепции [1]. Первые работы, посвященные вопросу использования адсорбционного эффекта и химических реакций, происходящих на поверхностях трения (ПвТ), были опубликованы в начале 30-х годов [2]. И. Фривинг показал, что температура, при которой полярные вещества теряют смазочную способность, соответствует температуре их десорбции, а не температуре размягчения продуктов реакции этих веществ с металлами [4].

Согласно взглядам одних исследователей, низкотемпературный процесс является физической адсорбцией, а высокотемпературный – активированной хемосорбцией. С точки зрения других, низкотемпературный процесс отражает как физическую, так и не активированную химическую адсорбцию, а высокотемпературный процесс – абсорбцию. По мнению третьих, хемосорбция является частью не активированной, а частью активированной и происходит по обеим сторонам минимума [4]. По мнению Б.М. Трепнела, при физической адсорбции никакие химические связи не разрываются и не создаются, и поэтому химическая природа адсорбируемого вещества не меняется. При хемосорбции адсорбированное вещество претерпевает химическое изменение и обычно распадается на независимые части. Таким образом, радикалы и атомы являются первичными частицами, из которых создаются хемосорбированные слои [4].

В связи с невысокой термической стойкостью граничной пленки, образуемой на металлических поверхностях обычными минеральными смазочными материалами (СМ), прибегают к искусственному повышению ее химической активности. Этого достигают путем введения в масла специальных добавок (присадок) [5], активно взаимодействующих с ПвТ [6]. Адсорбционные свойства молекул присадок и их химическая активность при образовании химически модифицированных слоев являются определяющими при оценке противозносных свойств смазочных композиций. Присадки, имеющие высокую теплоту адсорбции и образующие прочные поверхностные пленки, желательны для различных узлов трения [7].

При рассмотрении механизма хемосорбции возникают две отдельные проблемы: 1) природа поверхностной связи и 2) природа поверхностных радикалов [4]. Установлено, что в основном свободные радикалы возникают в исследованных СМ под влиянием температуры, которая развивается во время граничного трения и приводит к термической деструкции молекул масел. В процессе граничного трения имеет место также механическая деструкция, которая выражена менее резко. Основным фактором, вызывающим появление свободных радикалов в СМ при граничном трении, является температура, возникающая при этом процессе, а не механическое воздействие [3].

Можно считать подтвержденной гипотезу о том, что необходимым условием образования эффективного модифицированного слоя является наличие химической реакции между металлом и модифицирующим химическим элементом. В качестве модифицирующих элементов сильный эффект дают элементы V, VI, VII групп периодической системы – сера, селен, теллур, хлор [2].

Постановка проблемы. В качестве противозносных присадок обычно используют соединения, обладающие высокой поверхностной активностью по отношению к трущимся телам, а также длинными молекулами, надежно экранирующими силовое поле твердых тел. В качестве противозадирных присадок используют соединения, обладающие значительной реакционной

способностью, вследствие того, что при разложении они выделяют такие элементы, как хлор, фосфор, серу и их сочетания, а также некоторые другие элементы [8]. При этом в большинстве случаев каждая присадка содержит в основном от одного до четырех элементов или функциональных групп [9].

Несмотря на широкое использование присадок, улучшающих трибологические свойства СМ, механизм их действия изучен недостаточно. Смазочное действие поверхностно-активных присадок основано на образовании прочных адсорбционных слоев, препятствующих металлическому контакту трущихся тел. Химически активные присадки выделяют при разложении активные элементы, образующие в процессе химической реакции с металлом химически модифицированные слои, препятствующие металлическому контакту трущихся тел при тяжелых режимах трения (граничная смазка) [8]. Известно, что первой фазой действия присадок, способных снижать трение и износ, является их адсорбция (хемосорбция) на ПвТ [10]. По мнению автора [4], химически ненасыщенная поверхность всегда может быть насыщена в результате хемосорбции только одного слоя; не известно ни одного случая хемосорбции больше одного слоя. Для физической адсорбции такого рода ограничений не имеется, и при благоприятных условиях температуры и давления можно получить физически адсорбированные слои толщиной во много молекул. Поэтому, если известно, что величина адсорбции превышает монослой, то, по крайней мере, второй и последующие слои адсорбируются физически [4]. Поэтому более детальному изучению этой фазы посвящены публикации 80-х годов [10].

Анализ последних исследований и публикаций следует начать с того, что, несмотря на большую актуальность химии присадок и значительный объем проделанных исследований, монографическая литература по этому вопросу крайне бедна. Информация о присадках весьма разбросана и черпается в основном из патентов, журнальных статей и сборников, где рассматриваются отдельные вопросы химии присадок. Все это затрудняет решение важных проблем в данной области.

Действенность противозадирных присадок к маслам при трении зависит не только от природы, входящего в присадку химического активного вещества и его количественного содержания в базовом масле, но и от химического строения присадок, легкости расщепления ее молекулы под воздействием температуры и активности образующихся продуктов разложения. Механизм действия композиций присадок полностью еще не раскрыт. Выполненные исследования, как правило, были посвящены изучению определенных типов органических присадок [11].

Представления о механизме противозадирного действия присадок, содержащих серу, фосфор, азот и трибополимеробразующих, можно найти в работе [12]. В работах М.В. Райко и его учеников показаны условия формирования самогенерирующихся органических пленок, существенно влияющих на эксплуатационные свойства узлов трения. Температурная стойкость граничных смазочных слоев отражается в работе [11], многие аспекты граничных смазочных эффектов обобщены в [13]. Теорию механизма действия противозадирных присадок, основанную на представлении о том, что этот механизм связан только с прочной адсорбцией присадки на металле и образовании адсорбционной пленки, следует считать спорной, поскольку высота микронеровностей приработанных ПвТ составляет порядка 2000нм, тогда как напряжения сдвига воздействуют на слои порядка 2,5нм [14]. Разработка теории механизма действия противозадирных присадок и ее связь с процессами адсорбции, граничного трения и

хемосорбции описана в [15]. В связи с этим представляется необходимым ознакомиться с современным уровнем проведения подобных работ и полученной при этой информации. Основное внимание уделено работам, опубликованным в первую очередь в трудах международных трибологических конгрессов, конференций и симпозиумов, рассмотрены также статьи, опубликованные в журналах.

Автор работы [16] изучал влияние полярности различных соединений и их изомеров, а также хлорсодержащих органических соединений (как моделей противозадирных присадок), на f и "несущую" способность базовой среды. Полученные результаты свидетельствовали о прямой зависимости степени адсорбции на стали изучавшихся продуктов от их полярности. Установлено прямое влияние степени адсорбируемости различных хлорсодержащих органических соединений и их концентраций на несущую способность. В обобщении результатов проведенных исследований отмечается, что степень адсорбции влияет на несущую способность намного больше, чем концентрация исследуемого соединения в базовой среде.

Утверждение о неизбежности эффекта антагонизма за счет конкурентного взаимодействия двух или более поверхностно-активных присадок, одновременно находящихся в смазочной композиции, с ПвТ подтверждается результатами исследований [17]. Последние примечательны тем, что выявили подавление действия противоизносной присадки при введении антиржавейного агента: введение всего 0,2% консервационной присадки понизило уровень несущей способности СМ, а при введении 0,4% присадки несущая способность снизилась еще более резко.

Отмечено [18] широко принятое представление о прямой связи между количеством адсорбированной на ПвТ присадки и эффективностью ее противоизносного действия. Однако доказать экспериментально такую прямую зависимость очень трудно из-за сложности надежного количественного определения адсорбции присадки на поверхности металла. Исследования адсорбции меченых радиоизотопами присадок на стали [19, 20] представляются более перспективными, чем выполненные путем измерения теплот адсорбции с применением порошков металлов. В указанных работах не приведено соответствующих данных по изнашиванию.

Авторы [21], рассматривая механизм действия противозадирных присадок, отмечают важность фазы хемосорбции таких присадок на ПвТ. А в связи с применением на практике масел, содержащих смазочные композиции из многих присадок, отмечают необходимость выяснения взаимного влияния разных присадок, сорбирующихся на ПвТ. Основным недостатком рассматриваемой работы является отсутствие сопоставления полученных данных с результатами исследований при наличии трения.

Представленный авторами [22] механизм противоизносного действия фосфорсероорганических соединений

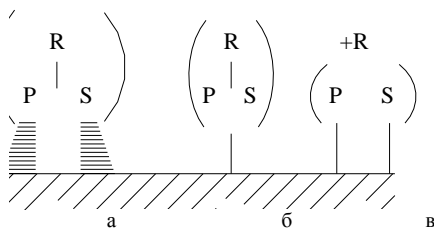


Рисунок 1 – Схема механизма действия противоизносных присадок [22]:
а – физическая адсорбция; б – хемосорбция;
в – трибофрагментация

показан на рисунке 1, где противоизносное действие присадок за счет двух видов сорбции обеспечивается лишь при низких удельных нагрузках. Обычно на микроучастках ПвТ под действием напряжений сдвига и сопутствующих высоких температур происходит "трибофрагментирование" молекул присадки (рисунок 1). По расчетам Дж. Арчарда, температурные вспышки на микроучастках

поверхности металла при трении достигают 600°C, при этом отщепляется органический радикал молекулы и формируется пленка из неорганических продуктов.

Авторами работы [23] изучалась способность полимерной загущающей присадки проявлять противоизносное действие за счет адсорбции его макромолекул на ПвТ. Было установлено, что присадка тем резче снижала скорость изнашивания при малых концентрациях, чем меньше ее молекулярная масса. При концентрации 0,2г/л разница между образцами исчезала и все обеспечивали одинаково малую скорость изнашивания.

Наиболее детально влияние взаимодействия присадок на противоизносные и антифрикционные свойства СМ рассмотрены в работе [24]. Подчеркивается, что на эти эксплуатационные свойства масел влияют два вида взаимодействия присадок – в объеме масла и на ПвТ, и их важно исследовать для создания оптимальных смазочных композиций. Отмечается повышенное значение f при страгивании и значительной скорости изнашивания на базовом масле, а также его снижение модификаторами трения, обладающими различной противоизносной эффективностью. Результаты исследований показали не только наличие конкурентных процессов взаимодействия присадок с ПвТ, но и взаимодействие их в объеме СМ при смешении базового масла с композицией присадок. Отмечается практически одинаковый эффект снижения трения, хотя одни из присадок физически адсорбировались на ПвТ, а другие химически взаимодействовали с ней. Это дополнительно подтверждает, что полярная углеводородная часть молекулы присадки существенно влияет на снижение трения.

При рассмотрении практики создания "топливосберегающих" СМ путем введения модификаторов трения в ранее разработанные композиции присадок различного функционального назначения авторы работы [25] отмечают, что потери на трение существенно снижаются при использовании маловязких базовых масел. Как известно, использование последних возможно при повышении их противоизносных свойств. В работе [25] изучали влияние на изнашивание сочетания (композиций) сукцинимида и борсодержащих сукцинимидов с ДДФЦ и сверхщелочным сульфонатом кальция. Результаты "моторных" испытаний показали, что повышение температуры начала разложения ДДФЦ приводит к отсутствию продуктов разложения при меньших температурах масла, и соответственно к отсутствию образования противоизносной пленки, формируемой этими продуктами. Разные исследователи установили, что противоизносная присадка ДДФЦ в составе композиции взаимодействует с другими присадками, при этом снижается ее противоизносная эффективность [25-29]. Изменение начала температуры разложения ДДФЦ в сочетании с другими присадками детально изучено авторами работы [30]. При замене сукцинимида в тройной композиции на борированный сукцинимид температура начала разложения ДДФЦ не изменялась, и эффект антагонизма отсутствовал. Это авторы объясняют тем, что при реакции сукцинимида с борной кислотой теряется реакционная способность в присадке по отношению к ДДФЦ. Авторы заключают: "... сравнительная способность присадок адсорбироваться на трущихся поверхностях является одной из наиболее важных характеристик, определяющих возможную их противоизносную эффективность" [25].

В работе [31] установлено, что при температурах до 200°C прямого химического взаимодействия между тиофосфатами и сталью не наблюдается.

В [32] представлено механо-химическое описание процессов образования, действия и разрушения пленок при граничной смазке в условиях действия противозадирных присадок. Схватывание связано с механической усталостью, разрушением защитных трибохимических слоев. Не найдено никаких доказательств изменения химического состава ПвТ до схватывания. Внезапное или не очень значительное увеличение трения при схватывании зависит от механических свойств пленок и от кинетики реакций присадок в базовом масле. Схватывание более внезапно возникает при наличии ДДФЦ, а ди-tert-нонилпентасульфид дает более постепенное увеличение трения и меньший износ.

Авторы работы [33] исследовали механизм противоизносного действия ДДФЦ в условиях граничной смазки на двух типах трибометров. Установлено, что ДДФЦ непрерывно расходуется в процессе испытания, даже в индукционный период, когда пленка еще не образовалась. По израсходованию 90% присадки (снижении концентрации с 1% до 0,1%) пленка исчезает с ПвТ и скорость изнашивания резко возрастает на порядок. По мнению авторов, противоизносное действие обеспечивает пастообразная масса, образующаяся на ПвТ из ДДФЦ, продуктов его разложения и химических превращений, чешуйчатых и иных продуктов износа, органических продуктов. В зависимости от режима работы узла трения реологические свойства пасты могут быть различными: она может представлять собой как жидкую фазу, так и твердое тело. В первом приближении по механическим свойствам пасту можно отнести к пластическим массам. Исследования микрофотографии ПвТ и продуктов износа после испытания привели авторов к представлению, что под действием образующейся при трении пасты может происходить пластическое деформирование поверхности металла. Оно сопровождается накоплением в пасте весьма мелкодисперсных чешуйчатых продуктов износа. При дальнейшем развитии трибохимических процессов в пасте накапливаются и другие продукты, влияющие на ее реологические свойства. Так как паста отличается низкой теплопроводностью, то при ее образовании ухудшается отвод тепла, развивающегося на ПвТ. При этом создаются локальные перегревы пасты, в результате которых разлагаются содержащиеся в ней ДДФ металлов.

При дальнейшем трении из пасты поверх коричневой образуется синяя пленка, состоящая преимущественно из смеси оксидов железа и кремния. Некоторые элементы, например сера, могут диффундировать из коричневой пленки на поверхность металла, увеличивая тем самым адгезию пленки к металлу. В свою очередь диффузия атомов металла на поверхность коричневой пленки, возможно, определяет появление синей пленки, непрерывно изнашиваемой в процессе трения. В механохимических условиях, по представлению авторов, под действием пасты повышается микротвердость ПвТ, снижаются шероховатость и скорость изнашивания. Отмечается, что в присутствии присадки развивается пластическое деформирование металла, механизм которого авторы не уточняют. Следует подчеркнуть, что при этом столь же неясен механизм повышения микротвердости и снижения шероховатости, представленные на предложенной авторами схеме (рисунок 2).

В более поздней работе [34] сделана попытка понять механизм пластической деформации поверхности металла при образовании пленок ДДФЦ в условиях граничной смазки. В частности, экспериментально установлено влияние толщины образующейся пленки на удельную нагрузку на микроучастке трущейся поверхности: чем тоньше пленка, тем выше удельная нагрузка; соответственно при малой толщине пленок происходила пластическая деформация.

Ж. Жорж [35], рассматривая механизм действия широко применяемой противоизносной присадки ДДФЦ, связывает его с образованием частиц адгезионного износа.

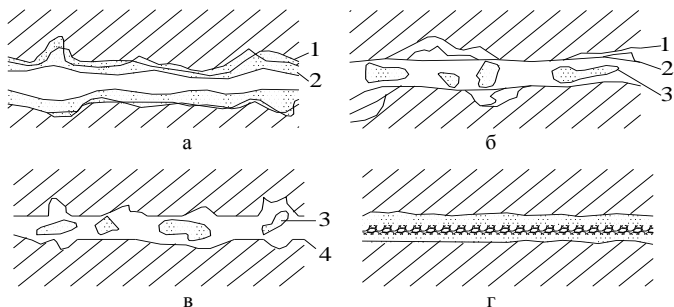


Рисунок 2 – Схема механизма противоизносного действия диалкилдитиофосфата цинка [33]:

а – начало трения; б – образование пасты; в – образование коричневой пленки; г – образование синей пленки и выглаживание поверхностей; 1 – оксиды; 2 – смесь диалкилдитиофосфатов железа и цинка; 3 – «паста»; 4 – коричневая пленка; 5 – синяя пленка

В последние годы появились немногие статьи, в которых механизм действия противоизносных присадок

представляется совершенно иным по сравнению с ранее опубликованным. В частности для фосфорсодержащих – образование ими "толстых" полимерных пленок (100-1000нм) после приработки. Превышая по толщине суммарную высоту максимальных микровыступов шероховатостей ПвТ, такие пленки предотвращают непосредственный контакт трущихся металлов, тем самым влияют не только на изнашивание, но и на усталостную долговечность: увеличивается эффективность смазывания пленки масла в условиях гидродинамической или эластогидродинамической смазки.

Согласно современной теории смазочного действия при эластогидродинамической смазке [36], такие полимерные пленки не обязательно должны быть твердыми и хрупкими, чтобы разделять трущиеся поверхности при обычных скоростях скольжения. Образование подобных пленок экспериментально доказано в работах [33, 36, 37].

Приводя ретроспективный (с 1940г.) обзор работ по механизму противоизносного действия присадок в маслах, авторы [38] указывают на возможность полимеризации ДДФЦ и образования им "толстых" пленок на ПвТ. Позднее [39] показана возможность образования "толстых" пленок на ПвТ дидодецилфосфонатом. Авторы работы [36] отмечают трудность обнаружения и идентификации состава таких "толстых" пленок инструментальными методами из-за их нерастворимости в известных растворителях и, как правило, их органической природы. Установлено, что после предварительного контакта с маслом при трении образуется более толстая пленка, и с увеличением длительности трения и скорости качения растет ее толщина. Обобщая результаты, авторы приходят к выводу, что исследуемые присадки образуют "толстые" пленки в первую очередь вследствие термической полимеризации, которая усиливается при трении или способствует полимеризации при менее высоких температурах.

В работе [37] отражены исследования эфиров фосфорной кислоты, которые при эластогидродинамической смазке в условиях трения качения и качения с проскальзыванием образовывали "толстые" трибополимерные пленки толщиной 0,6мкм (в этих условиях масло создавало слой толщиной 0,2мкм). Установлено, что процесс трибополимеризации эфиров имеет автокаталитический характер: скорость его росла во времени. На стали трибополимерные

"толстые" пленки эффективно образуются в присутствии кислорода, а при его отсутствии образование их тормозится. На хrome такие пленки не формируются. В условиях трения качения с проскальзыванием трибополимерные пленки образовывались быстрее, чем в условиях "чистого" качения. В тех же условиях испытания и температуры (вплоть до 140°C), "толстые" пленки из тригексилфосфата не образуются. Делается вывод, что использование эффекта образования "толстых" трибополимерных пленок при создании смазочных материалов перспективно для узлов трансмиссий вертолетов. При работе этих машин при высокой мощности, малой скорости и высокой температуре смазочного материала создаются тяжелейшие трибологические условия для обеспечения смазочного действия, причем повышение вязкости смазочного материала малоэффективно. Образование же "толстых" трибополимерных пленок должно полностью разделять ПвТ.

В работах [40, 41] на осциллирующем трибометре [42] исследовано влияние температуры на антифрикционную эффективность ДДФЦ с различными алкильными группами. Авторы подчеркивают, что f и способность образования "толстых" пленок при сравнительно меньших температурах зависели от алкильных групп присадки – длины цепей и строения. Наиболее эффективно и с лучшими антифрикционными свойствами "толстые" пленки образовывали низкомолекулярные ДДФЦ прямоцепочечного строения. Эти пленки значительно снижали скорость изнашивания. Толстые пленки, формируемые ДДФЦ, образуются, как отмечается в работе [41], только под действием трения и не являются продуктами разложения присадки. Толщина толстых пленок была порядка 1 мкм. Иной механизм противоизносного действия ДДФЦ представляют авторы в работах [43, 44]. Они исследовали образование пленок этой присадкой и ее композициями с другими присадками по специфической методике в условиях отсутствия трения с помощью "горячей проволоки". Однако полученные ими результаты представляются спорными. В частности, механизм противоизносного действия ДДФЦ практически сводится только к прирабатывающему эффекту, который сопровождается снижением концентрации присадки, но это полностью противоречит результатам исследований работы [45].

В работе [46] обобщен большой объем исследований (102 источника) по изучению роли химических эффектов в смазывании напряженного контакта. Отмечается, например, возможное влияние температур стеклования на толщину пленок, образуемых маслом в зоне фрикционного взаимодействия, и важность изучения связи между химическим составом и строением углеводородов и соединений, и указанной температурой стеклования. Пленки в состоянии стеклования, вероятно, могут разделять ПвТ, не допуская непосредственного контакта микровыступов шероховатостей. Однако остаются неясными причины быстрого удаления твердых пленок из зоны фрикционного контакта, часто наблюдаемого на практике. Изучение этого следует вести с учетом времен релаксации пленок. Одной из причин может быть генерирование большого тепловыделения в зоне фрикционного контакта.

Трикрезилфосфат нашел применение в узлах трения авиационной техники для снижения усталостного износа [47]. По мнению авторов, чистота исходных продуктов, из которых синтезируется трикрезилфосфат, существенно влияет на эффективность его противоизносного действия. Легирование стали добавками, повышающими ее твердость, меняло способность поверхности к химическим

реакциям с трикрезилфосфатом и состав образующихся при этом противоизносных пленок, что и определяло их нагрузочную способность. Рассматривая механизм противоизносного действия трикрезилфосфата с позиций формирования присадкой соответствующей пленки на ПвТ, авторы доказывают правильность их представления о дискретности (а не сплошности) таких пленок. Дискретность связана с образованием пленок только на поверхности выступающих микровыступов, по которым происходит максимальное фрикционное взаимодействие трущихся поверхностей. К сожалению, из приведенных материалов не видна связь с влиянием исследованных образцов трикрезилфосфата на усталостную долговечность. Влияние на нее различных присадок к маслам показано в работе [48], где обобщен большой объем опубликованных материалов по влиянию противоизносных, противозадирных и антифрикционных присадок на усталостный износ. Четко проявилась противоречивость заключений разных авторов при испытаниях одних и тех же присадок даже в одинаковых трибологических условиях на одних и тех же машинах трения.

Авторы работы [48] стремились установить механизм "антиусталостного" действия двух разработанных ими борсодержащих присадок: 1) формирование маслом и присадками химических (термин авторов) пленок на ПвТ и 2) механохимическое активирование компонентов масла и присадок в зоне зарождения и развития микротрещины. Применительно к исследовавшимся присадкам – борсодержащим алкилароматическим кислотам и их эфирам – в литературе обнаружено два патента [49, 50]. В одном из них [49] противоусталостное действие связывается с присутствующей в присадке борсодержащей группой С-В-ОН, но механизм действия присадки не объяснен.

Масла с разработанными авторами борсодержащими присадками показали образование в следах трения "толстых" пленок из вязких смолообразных продуктов. При этом наблюдали более гладкие следы трения и несколько меньшие f , хотя изнашивание снижалось незначительно. Однако наличие бора на поверхности следа трения не обнаружено, зато много углерода в "толстой" пленке. Рассматривая механизм "антиусталостного" действия борсодержащей органической присадки, авторы считают, что она образует "толстую" пленку, выравнивая распределение удельных давлений в зоне трения или блокируя доступ масла в зону микротрещины, чем предотвращает расклинивающее действие масла.

Имеются публикации об исследовании в качестве противоизносных присадок к маслам фторорганических соединений. Например, исследованы [51] перфторированные жирные кислоты и их аминные соли в качестве противоизносных и антифрикционных присадок к маслам и сопоставлена их эффективность с товарной присадкой – дин-бутилдитиофосфатом цинка. Обобщая результаты исследований антифрикционных и противоизносных свойств фторсодержащих присадок, авторы приходят к выводу, что первые обеспечиваются образованием присадками при трении мыла железа, а вторые – образованием фторида железа. Достоверность утверждения авторов об образовании фторсодержащей присадкой мономолекулярной пленки сомнительна. Необходимо изучить влияние фторсодержащих присадок на усталостную долговечность.

Авторы работы [52] исследовали механизм противоизносного действия оловоорганических присадок, образующих в условиях окисления хелатные комплексы. При исследовании восьми исходных вариантов оловосодержащих органических соединений и большого числа комплексов на их основе авторы

обнаружили различие их трибологических свойств (особенно по нагрузке сваривания при испытании на ЧШМ). Главный вывод этой работы – поэтапный механизм действия оловоорганических соединений при трении стали по стали.

В работе [53] предложена методика исследования динамики образования и изменений пленок, создаваемых различными противозносными и противозадирными присадками к маслам. Определялась длительность сохранения эффективной (т.е. снижающей скорость изнашивания) пленки при тяжелом режиме граничного смазывания (низкая скорость скольжения при высокой нагрузке). Автор считает, что результаты свидетельствуют об образовании очень тонкой пленки, которая истирается очень долго из-за высокой адгезии, но вследствие малой толщины не может эффективно снижать f . Такая интерпретация бездоказательна, поскольку никакие измерения толщины пленки не проводили, и неясно, почему в среде масла с присадкой f снижался достаточно эффективно по сравнению с маслом без присадки, если пленка тонкая, а при замене масла немедленно возрастал.

Среди исследований, в которых изучается влияние образования пленок смазочных композиций на скорость изнашивания, следует привести работу [54] по анализу процесса смазывания стенок цилиндра дизеля. Из-за частичного испарения легких фракций в порции масла, возвращаемой в картер, увеличивается концентрация металлосодержащих присадок. Это оказалось особенно характерным для кальцийсодержащих моющих присадок. Исследование различных образцов сезонных и всесезонных моторных масел показало, что изменение вязкости проб масел связано в этих испытаниях не с окислением, а с испарением легких фракций. Окисление в условиях проведенных испытаний внесло в рост вязкости вклад не более 20%. Соответственно, "рабочая вязкость" (т.е. вязкость масла на стенке цилиндра в зоне верхней мертвой точки хода поршня при температуре $\approx 245^\circ\text{C}$) различных образцов моторных масел оказывалась при испытаниях разной, и, по мнению автора, должна была создаваться пленка масла разной толщины на стенке цилиндра в этой зоне. Приведенные результаты показывают правильность представления автора о разных толщинах пленок, поскольку именно из-за большей рабочей вязкости в зоне поршневых колец у загущенных масел их расход и износ колец меньше, чем при работе на незагущенных маслах.

Последний факт часто и не вполне обоснованно интерпретируется как наличие "ворса", образованного длинными молекулами, который уменьшает трение между поверхностями сопряжения. Этот метафорический образ связан с тем, что молекулярные диполи "выстраиваются" вдоль вектора, ориентированного перпендикулярно к эквипотенциальной поверхности, совпадающей с ПвТ, и их эффективная длина обуславливает наличие "ворса". Естественно, что островки "ворса" привязаны к положительным флуктуациям плотности дислокаций [55]. Поэтому в работе [55] предложена модель взаимодействия молекулярных диполей СМ, с металлической ПвТ. Получено уравнение, связывающее удельную силу трения с плотностью дислокаций, величиной дипольного момента молекул смазочного материала, толщиной поверхностного слоя и другими параметрами.

Авторами [56] обнаружено проявление и рост силы, действующей против вектора нормальной нагрузки при введении в смазочный материал противозносных присадок, у пар трения, работающих в условиях полужидкостной смазки. Таким эффектом объясняется основное противозносное действие присадок. Несущая способность ряда материалов пар трения и смазок исследована в работе [57], где показана связь несущей способности с соотношении-

ем твердостей поверхностей пары. Подвергавшиеся испытаниям смазочные материалы повышают несущую способность и снижают f .

В работе [58] изучен ряд методов анализа поверхностей трения в связи с их способностью давать содержательную информацию о трибохимических пленках, образованных при граничном смазывании в условиях действия противозадирных присадок. Целью исследования являлось получение качественной и количественной информации относительно элементного и химического составов, их распределения параллельно и перпендикулярно поверхности пленок, а также роли присадок в образовании пленок.

Все присадки, повышающие нагрузочную способность, включая ДДФЦ, образуют защитную пленку в результате химических реакций на подложке с адсорбированным на ПвТ анионным веществом; при этом их противоизносность зависит от сдвиговой прочности образованной пленки. Однако в жестких условиях, например в условиях высоких температур и скоростей, разрыв пленки происходит значительно быстрее, приводя к экзотермическим реакциям, вызывающим термическое разложение углеводородов и пиролиз присадок в узлах трения. Следовательно, энергия, освобожденная при экзотермическом разложении углеводородных смазок и последующем экзотермическом окислении свободного водорода, оказывает влияние на нестабильность контакта, вызывая разрыв смазочной пленки и разрушения [59].

В случае антизадирных присадок, например серо- и фосфорсодержащих, наблюдается хемосорбция присадок на металле и химическая модификация поверхности за счет образования соединений металла с активными реагентами в присадках [60-65].

Наконец, значительные успехи достигнуты в выявлении механизма трибохимического действия высокоэффективных химически активных смазочных сред и в разработке кинетических моделей этого действия. Стало известно многое о составе и строении образуемых в трибологическом процессе модифицированных слоев и сделаны серьезные шаги в разработке научных методов создания смазочных сред, обеспечивающих трибосопряжению заданные трибологические характеристики [66].

Выводы. Результаты экспериментальных и теоретических работ показали, что в результате совместного действия тепловых и механических нагрузок поверхностные слои трущихся тел становятся химически и каталитически активными. Благодаря их способности вступать во взаимодействие с активными компонентами окружающей среды и образовывать новые соединения интенсифицируются процессы образования граничных смазочных слоев и оксидных пленок. Очевидно, действие присадок неэффективно, если металл не вступает в реакцию с активной частью присадки. За последнее время число исследований, посвященных синтезу и применению присадок, быстро растет. Однако ряд вопросов данной проблемы требует дальнейших более глубоких исследований с целью разработки теоретических основ механизма действия присадок и осуществления их направленного синтеза.

Судя по всему, дальнейшее проникновение в механизм смазочного действия химически активных сред будет определяться совершенствованием инструментальных методов исследования тончайших модифицированных слоев, образующихся при трении. Наиболее перспективны методы, позволяющие осуществлять это непосредственно в течение трибологического процесса в режиме мониторинга (пока такие методы в чистом виде отсутствуют). Во всяком случае, скорее всего метод "черного ящика" в таких исследованиях себя почти исчерпал. Впрочем,

прогноз исследований в этом направлении напрямую связан с прогнозом развития направлений создания новых химически активных присадок.

Список литературы: 1. *Караулов А.К., Худольи Н.Н.* Автомобильные масла. Моторные и трансмиссионные. Ассортимент и применение. – К.: Журнал "Радуга", 2000. – 436с. 2. *Виноградов Ю.М.* Трение и износ модифицированных металлов. – М.: Наука, 1972. – 152с. 3. *Костецкий Б.И., Натансон М.Э., Бершадский Л.И.* Механохимические процессы при граничном трении. – М.: Наука, 1972. – 172с. 4. *Тренел Б.М.* Хемосорбция / Пер с англ.; Под ред. А.В. Киселева. – М.: Иностранная литература, 1958. – 328с. 5. *Гаркунов Д.Н.* Триботехника. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1989. – 328с. 6. *Баки Д.* Поверхностные явления при адгезии и фрикционном взаимодействии / Пер. с англ. А.В. Белого, Н.К. Мышкина; Под ред. А.И. Свириденко. – М.: Машиностроение, 1986. – 360с. 7. *Дроздов Ю.Н., Арчевов В.Г., Смирнов В.И.* Противозадирная стойкость трущихся тел. – М. Наука, 1981. – 140с. 8. *Фукс И.Г., Буяновский И.А.* Введение в трибологию. – М.: Нефть и газ, 1995. – 278с. 9. *Кулиев А.М.* Химия и технология присадок к маслам и топливам. – 2-е изд. – Л.: Химия, 1985. – 312с. 10. *Заславский Ю.С.* Трибология смазочных материалов. – М.: Химия, 1991. – 240с. 11. *Матвеевский Р.М.* Температурная стойкость граничных смазочных слоев и твердых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов. – М.: Наука, 1971. – 228с. 12. *Заславский Ю.С., Заславский Р.Н.* Механизм действия противоизносных присадок к маслам. – М.: Химия, 1978. – 243с. 13. *Матвеевский Р.М., Буяновский И.А., Лазовская О.В.* Противозадирная стойкость смазочных сред при трении в режиме граничной смазки. – М.: Наука, 1978. – 192с. 14. *Кламани Д.* Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства. Применение. Международные стандарты. – М.: Химия, 1988. – 488с. 15. *Zisman W.A.* in: Synthetic Lubricants (ed.), *Gunderson R.C., Hart A.W.* Reinhold Publ. Corp. – New York, 1962. – P.14-21. 16. *Studt P.* Die Adsorption von Schmierölzusätzen an Stahloberflächen und ihre tribologische Bedeutung // Additives for lubricants and Operational Fluids. Editor Bartz W.J. Ostfildern: Technische Akademie Esslingen Druck. – 1986. – Vol.1. – P.3.6-1–3.6-16. 17. *Watkins R.S.* Use of the Timken test as a cam and followers screener for oils // SAE Technical paper series. – 1984. – №840264. – P.1-6. 18. *Baldwin B.A.* The effect of adsorption and molecular structure of antiwear additives on wear mitigations // ASLE Transactions. – 1985. – Vol.28, №3. – P.381-388. 19. *Dacre B., Bovington C.H.* The adsorption and desorption of dibenzyl disulfide and dibenzyl sulphide on steel // ASLE Transactions. – 1982. – Vol.25, №2. – P.272-280. 20. *Dacre B., Bovington C.H.* The adsorption and desorption of zinc diisopropylidithiophosphate on steel // ASLE Transactions. – 1982. – Vol.25, №4. – P.546-554. 21. *Steinbach J., Hugo P., Konczalla M.* Experimental Verfahren zur Untersuchung der Reaktionsgeschwindigkeit von Extreme-Pressure – Additives an Eisenoberflächen // Additives for lubricants and operational fluids. Editor Bartz W.J. Ostfildern: Technische Akademie Esslingen Druck. – 1986. – Vol.1. – S.3.13-1–3.13-11. 22. *Schumacher R., Zinke H., Landolt D., Mathieu H.J.* Über die Tribofragmentierung von Verschleißschutz additiven und die Oberflächenanalytische Charakterisierung der gebildeten Reaktionsschichten // Additives for lubricants and operational fluids. Editor Bartz W.J. Ostfildern: Technische Akademie Esslingen Druck. – 1986. – Vol.1. – S.3.9-1–3.9-19. 23. *Wochnowski H.* Theoretische und praktische Aspekte zum Verschleißschutz durch Adsorption von Kunststoffen aus dem Grundöl // Ibid. – P.4.13-1–4.13-9. 24. *Rounds F.G.* Changes in frictions and wear performance caused by interactions among lubricant additives // Additives for lubricants and operational fluids. Editor Bartz W.J. Ostfildern: Technische Akademie Esslingen Druck. – 1986. – Vol.1. – P.4.8-1–4.8-21. 25. *Shirahama S., Hirata M.* The effects of engine oil additives on valve train wear // Ibid. – P.4.4.1-4.4.13. 26. *Ynue K., Watanabe H.* Interaction of engine oil additives // ASLE Transactions. – 1983. – Vol.26, №2. – P.189-199. 27. *Kapsa K., Matin J., Blane C., Georges J.* Antiwear mechanism of ZDDP in the presence of calcium sulfonate detergents // Transactions of ASME. – 1981. – Vol.103, №2. – P.486-496. 28. *Rounds F.* Some effects of amines on zinc dialkylidithiophosphate antiwear performance as measured in 4-ball wear tests // ASLE Transactions. – 1981. – Vol.24, №4. – P.431-440. 29. *Willmerment P.A., Kahdah S.K.* Lubricant degradation and wear (V). Reaction products of a zinc dialkylidithiophosphate and peroxy radicals // ASLE preprint. № 83-AM-6C-1. – 1983. – P.1-5. 30. *Rounds F.G.* Additive interactions and their effect on the performance of a zinc dialkylidithiophosphate // ASLE Transactions. – 1978. – Vol.21, №2. – P.91-101. 31. *Barcroft F.T., Bird R.J., Hutton J.F., Park D.* The mechanism of action of zinc thiophosphates as extreme pressure agents // Wear. – 1982. – Vol.77, №3. – P.355-384. 32. *Jahansson E., Hogmark S., Redelius P.* Surface analysis of lubricated sliding metal contacts. Pt. II. Formation and failure of tribochemical films during boundary lubrication (Анализ поверхности смазанных металлов при скользящем трении). // Tribologia. – 1997. – Vol.16, №1. – P.26-38. 33. *Georges J.M., Martin J.M., Mathia T., Kapsa Ph.* Mechanism of boundary lubrication with zinc dithiophosphate // Wear. – 1979. – Vol.53, №1. – P.9-34. 34. *Dimmet J., Georges J.M.* Some aspects of the mechanical behavior of films in boundary lubrication // ASLE Transactions. – 1982. – Vol.25, №4. – P.456-464. 35. *Georges J.M.* Colloidal behaviour of films in boundary lubrication // Microscopic aspects of adhesion and lubrication. – Amsterdam: Elsevier Sequoia Publishing Co. Editor J.M. Georges. Tribology Series. – 1982. – Vol.7. – P.729-757. 36. *Johnston G., Cann P.M., Spices H.A.* A new mechanism for gear and bearing anti-wear additive behaviour // Additives for lubricants and operational fluids. Editor Bartz W.J. Ostfildern: Technische Akademie Esslingen Druck. – 1986. – Vol.1. – P.3.12-1–3.12-16. 37. *Lacey I.N., Kellsal G.H., Spikes H.A.* Thick antiwear films in elastohydrodynamic contacts. Part II: chemical nature of the deposited films // ASLE Transactions. – 1986. – Vol.29, №3. – P.306-311. 38. *Feng I.M., Perilgtein W.L., Adams M.R.* Solid film deposition and non sacrificial boundary lubrication // ASLE Transactions. – 1963. – Vol.6, №1. – P.60-68. 39.

Rounds F. Effect of additives on the friction of steel on steel (I). Surface topography and film composition studies // ASLE Transactions. – 1964. – Vol.7, №1. – P.11-23. **40.** *Cann P., Spikes H.A., Cameron A.* Thick film formation by zinc dialkyldithiophosphates // ASLE Transactions. – 1983. – Vol.26, №1. – P.48-52. **41.** *Cann P., Cameron A.* Studies of thick boundary lubrication – influence of ZDDP and oxidized hexadecane // Tribology international. – 1984. – Vol.17, №3. – P.205-208. **42.** *Mills T.N., Cameron A.* Basic studies in boundary EP and piston ring lubrication on using a special apparatus // ASLE Transactions. – 1982. – Vol.25, №1. – P.117-124. **43.** *Barcroft F.T., Bird R.J., Hutton J.E., Parc D.* The mechanism of action of zinc thiophosphates as extreme pressure agents // Wear. – 1982. – Vol.77, №4. – P.355-384. **44.** *Barcroft F.T., Parc D.* Interactions on heated metal surface between zinc dialkyldithiophosphates and other lubricating oil additives // Wear. – 1986. – Vol.108, №3. – P.213-234. **45.** *Miorali M., Chiarottino A.* Engine valve train wear: performance of synthetic and mineral oils // SAE Technical paper series. – 1981. – №811226. – P.1-14. **46.** *Sacurai T.* Role of chemistry in the lubrication of concentrated contacts // Journal of lubrication technology. – 1981. – Vol.103, №4. – P.473-485. **47.** *Koch B., Jantzen E., Buck V.* Eigenschaften und Wirkungsmechanismus organischer Phosphorsäureester als Antiwear Additive in der Luftfahrt // Additives for lubricants and operational fluids. Editor Bartz W.J. Ostfildern: Technische Akademie Esslingen Druck. – 1986. – Vol.1. – P.3.11-1–3.11-12. **48.** *Lockwood F.E., Christodoulou L., Langan T.K.* Antifatigue additives // Ibid. – Vol.2. – P.11.6-1–11.6-10. **49.** Пат. 4335005 США, 1982. C10M. *Armstrong F., Landis P.* Lubricant compositions containing metal antifatigue additives. **50.** Пат. 4382006 США, 1983. C10M. *Horodysky A.G.* Friction reduction additives and compositions thereof. **51.** *Basset D., Hermant M., Martin J.M.* Oil-soluble fluorinated compounds as antiwear and antifricition additives // ASLE Transactions. – 1984. – Vol.27, №4. – P.380-388. **52.** *Oziminka D., Kajdas Cz.* Tribological properties and mechanism of complex compounds of Sn (II) and Sn (IV) in lubrication of steel // ASLE Transactions. – 1987. – Vol.30, №4. – P.508-519. **53.** *Holinski R.* Dynamics of boundary layers // Lubrication Engineering. – 1980. – Vol.36, №9. – P.530-533. **54.** *Richard G.P.* Lubricant properties in the diesel piston ring zone // ASLE Transactions of reciprocating engines. – London: Butterworth Edition, 1983. – P.171-175, 186-187. **55.** *Березняков А.И.* О влиянии полярных молекул смазочного материала на силу трения // Трение и износ. – 2001. – Т.22, №5. – С.513-519. **56.** *Куранов П.А.* Режим полужидкостной смазки в аспекте использования противозносных присадок // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1998. – №6. – С.49-54. **57.** *Wang D., Liu J., Xia Y.* Shenyang gongye daxue хуебао (Исследование несущей способности и снижения трения противозадирных смазок). – J.: Shenyang Polytechn. Univ, 2000. – Vol.22, №6. – P.456-458. **58.** *Redelius P., Whitlow H., Ericsson T.* Gelius Ulrik Surface analysis of lubricated sliding metal contacts. Pt. I. Comparison between conventional and nonconventional surface analytical techniques (Анализ поверхности смазанных металлов при скольжении. Ч.1) // Tribologia. – 1997. – Vol.16, №1. – P.3-25. **59.** *Чой У.С., Ан Б.Г., Каон О.К.* Противозносные характеристики дибутил-3,5-ди-трет-бутил 4-гидроксисензилфосфоната, используемого в качестве новой присадки к маслам для контактов скольжения и качения // Трение и износ. – 1993. – Т.14, №4. – С.718-724. **60.** *Запорожец В.В., Бялякович О.Н., Захарченко А.В.* Оценка эффективности действия пакета присадок Компадит-731 // Пр. Міжнар. наук.-практ. конф. "Нафта і газ України-2000". – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – Т.3. – С.139-143. **61.** *Запорожец В.В., Бялякович О.Н., Захарченко А.В.* Оптимизация концентрации химических активных веществ в трансмиссионных маслах // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2000. – №2. – С.35-41. **62.** *Запорожец В.В., Бялякович О.Н., Захарченко А.В.* Оптимизация концентрации пакета присадок при легировании трансмиссионных масел // Вісник Харківського державного політехнічного університету. Збірник наукових праць. Тем. вип. "Технології в машинобудуванні". – Харків: ХДПУ, 2000. – №109. – С.208-216. **63.** *Запорожец В.В., Бялякович О.Н., Захарченко А.В.* Сравнительная оценка эффективности смазочного действия различных трансмиссионных масел // Авиационно-космическая техника и технология. Тем. вып. "Тепловые двигатели и энергоустановки". – Харьков: НАУ "ХАИ", 2000. – №19. – С.473-477. **64.** *Запорожец В.В., Бялякович О.Н., Захарченко А.В.* Оцінка мастильної дії трансмісійних олив в залежності від матеріалу трибоспряжень // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2000. – №4. – С.90-93. **65.** Оптимизация концентрации химично-активных присадок у трансмісійних оливах вітчизняного виробництва: Звіт про НДР (завершал). / Національний авіаційний університет. – 013-ДБ01; № ДР 0101V002732; Інв. №0204U000857. – К., 2003. – 72с. **66.** Современная трибология: Итоги и перспективы / Э.Д. Браун, И.А. Буяновский, Н.А. Воронин и др. – М.: Издательство ЛКИ, 2008. – 480с.

Поступила в редакцию 18.04.2013

УДК 620.178.16 : 621.892

Трибологические представления о механизмах противозносного и антифрикционного действия пакетов присадок к техническим маслам / А.В. Захарченко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №41(1014). – С.31-44. – Бібліогр.: 66 назв.

На підставі сучасних трибологічних джерел пропонується аналітичний огляд шляхів вирішення проблеми вибору за механізмом протизносної і антифрикційної дії у трибоспряжених визначеного мастильного матеріалу, який відповідає конкретним умовам експлуатації. Систематизовано вимоги для знаходження порогових значень результату сумісної дії теплових і механічних навантажень, коли поверхневі шари тіл, які труться, становляться хімічно і каталітично активними, що є необхідним для інтенсифікації процесів утворення ефективного хімічно модифікованого шару.

Ключові слова: пакет присадок, хімічно активні речовини, поверхня тертя, хемосорбція, хімічно модифікований шар.

On the basis of up-to-date tribology sources the analytical review of the ways to resolve the problem of choice accounting for the operation of antiwear and frictionproof mechanisms in the tribolinkings of an oil material appropriate for the specific conditions of maintenance is presented. The requirements are systematised for determining the threshold values for the outcome of joint action of thermal and mechanical load when the friction surfaces become chemically and catalytically active that is needed for the intensification of an effective chemically modified layer formation processes.

Keywords: a package of additives, chemically active substances, friction surface, chemisorption, and a chemically modified layer.

УДК 621.833

Е.М. ИВАНОВ, к.т.н., доцент каф. ИКГ ХНАДУ "ХАДИ", Харьков;
З.А. ИВАНОВА, к.т.н., доц., старший научный сотрудник ИПМаш НАН Украины, Харьков

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛОЩАДКИ КОНТАКТА ЗУБЬЕВ С УЧЕТОМ ВАРИАЦИИ ЕЕ ГЕОМЕТРИИ

Так как строгое теоретическое решение контактной задачи теории упругости для зубчатых передач отсутствует, то усилие передаваемое зубом математически моделируется как результат силового взаимодействия пары зубьев. При этом, опираясь на результаты экспериментальных исследований и теоретические данные, уточняется процесс моделирования площадки контакта с возможностью вариации ее геометрии при учете различного положения по фазе зацепления за весь период сопряжения пары зубьев.

Ключевые слова: зона поля зацепления, мгновенная площадка контакта, элементарная площадка, узловые точки, линия контакта.

Введение. В процессе силового взаимодействия пары зубьев возникает некоторая мгновенная площадка контакта, через которую в каждый данный момент времени передается распределенное определенным образом усилие, являющееся одним из краевых условий задачи об объемном напряженно-деформированном состоянии зубьев.

В этой связи возникает необходимость в математическом моделировании ряда ее геометрических параметров.

Моделирование площадки контакта. Применительно к случаю линейчатого сопряжения [1] мгновенная

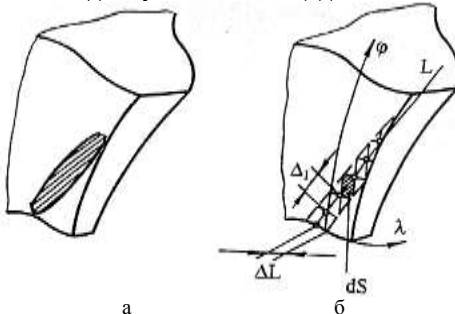


Рисунок 1 – Параметризация мгновенной площадки контакта:

а – эллиптическая площадка;

б – последовательность элементарных площадок

площадка контакта [1] мгновенная площадка контакта (эллипс с большим эксцентриситетом) (рисунок 1,а) рассматривалась как некоторая последовательность элементарных площадок, отнесенных к узловым точкам, расположенным на линии контакта, т.е. на большой оси эллиптической площадки (рисунок 1,б). Учитывалось также, что мгновенная площадка контакта в процессе сопряжения пары зубьев изменяет свою длину по фазе зацепления.

© Е.М. Иванов, З.О. Иванова, 2013

Так как контур зуба в торцовом сечении заменен дугами окружностей [2] (рисунок 2), то это позволило ввести на поверхности зуба криволинейную систему координат, для моделирования мгновенной площадки контакта. Осями этой системы служат контур торцового сечения зуба, обозначенный через λ , и направляющая φ , положительные направления которых показаны на рисунке 1,б.

В работе [3] достаточно подробно рассмотрен общий случай определения координат узловых точек мгновенных площадок контакта, при котором участвует вся боковая поверхность зуба (рисунок 3). Рассмотрен частный случай, когда в сопряжении находится часть боковой поверхности, ограниченная зоной поля зацепления L , имеющая приближенно эллиптический характер (рисунок 4). А также рассмотрена методика вычисления площади элементарной площадки dS в каждой узловой точке $A(x, y, z)$.

Нахождение свободных членов матрицы Ритца является вычисление интеграла по этой поверхности [4], представленного в виде суммы произведений элементарной площадки dS на зна-

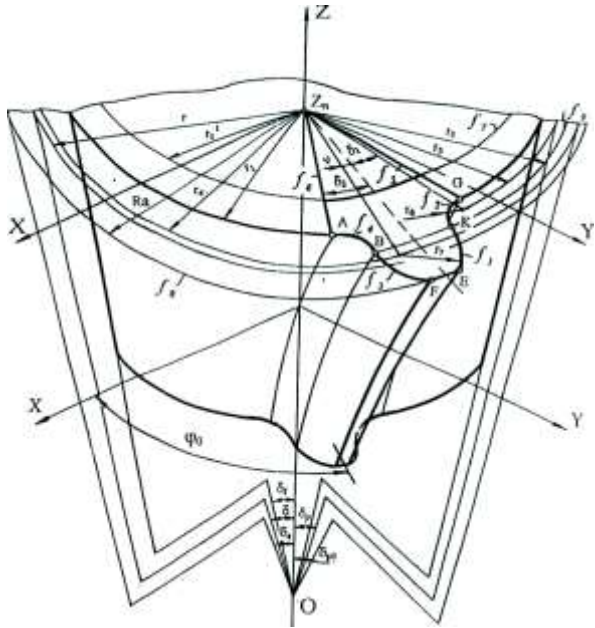


Рисунок 2 – Аппроксимация торцового сечения зуба дугами окружностей

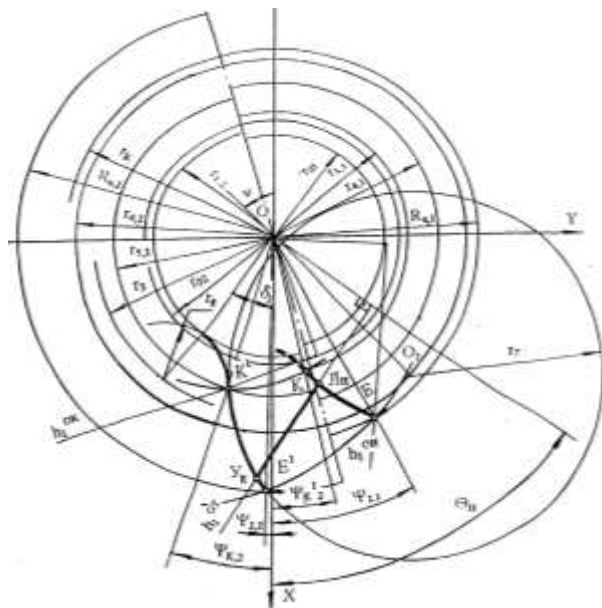


Рисунок 3 – Узловые точки на линии контакта

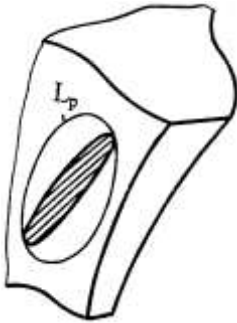


Рисунок 4 – Зона поля зацепления L_p

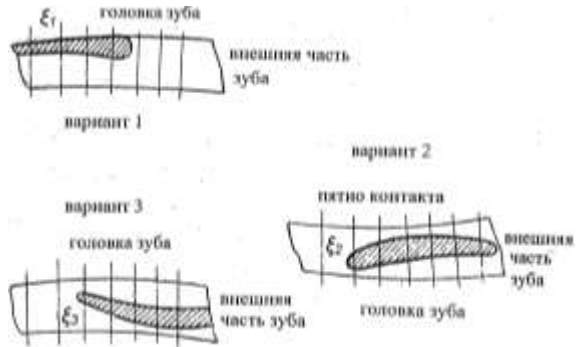


Рисунок 5 – Положение мгновенных площадок контакта

чение подынтегральной функции в узловой точке $A(x, y, z)$ этого элемента.

Однако, опираясь на экспериментальные исследования (рисунок 5), следует, что представление мгновенной площадки контакта, как эллипса с большим эксцентриситетом, ограничивает проведение численных экспериментов на стадии проектирования зубчатой передачи, так как при определении координат узловых точек элементарных площадок мгновенной площадки контакта [1], считалось, что все они лежат на одной контактной линии L_{HVK} . И для определения координат

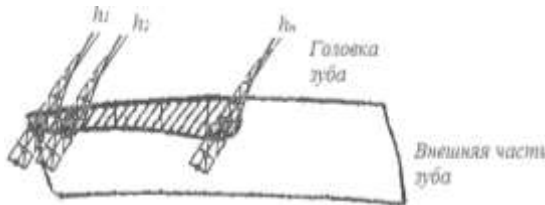


Рисунок 6 – Определение координат узловых точек

узловых точек элементарных площадок последующей мгновенной площадки контакта, необходимо переходить к следующему положению контактной линии L_{HVK} .

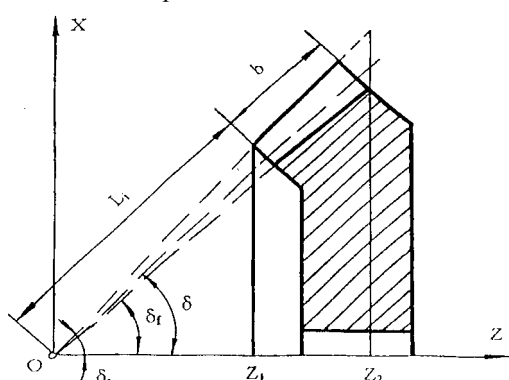


Рисунок 7 – Границы активной поверхности зуба

узловых точек элементарных площадок последующей мгновенной площадки контакта, необходимо переходить к следующему положению контактной линии L_{HVK} .

Следовательно, при определении координат узловых точек мгновенных площадок контакта необходимо установить "индикатор", проверяющий принадлежность узловых точек характеризующий реальное зацепление (рисунок 6). Таким "индикатором" может быть конъюнктивно-дизъюнктивная форма мгновенных площадок контакта $\xi_i(N)$ (рисунок 5), предусматривающая большой набор вариаций геометрии последних (v – число мгновенных площадок контакта ξ).

Рассмотрим методику вычисления координат узловых точек на мгновенном пятне контакта для общего случая.

Как уже говорилось выше, торцовое сечение активной поверхности зуба аппроксимировано дугой окружности радиуса r_7 , а галтель – радиуса r_6 , сопряжение этих дуг происходит в

точке K (рисунок 3), где r_5 – радиус окружности, принадлежащей конусу, на котором осуществляется сопряжение. Дуга KE представляет собой аппроксимированный профиль нижнего торцового сечения зуба, лежащего в плоскости $z-z_1=0$ (рисунок 7),

$$z_1 = \frac{L_i \cos \delta_a}{\cos(\delta_a - \delta)}, \quad (1)$$

где L_i – длина наименьшей образующей основного конуса; дуга K^1E^1 – верхнего, лежащего в плоскости $z-z_2=0$.

$$z_2 = \frac{(L_i + b) \cos \delta_f}{\cos(\delta - \delta_f)}. \quad (2)$$

Дуги KK^1 и EE^1 (рисунок 3) являются проекциями на плоскость $z-z_2=0$ винтовых линий, разграничивающих, соответственно, галтель с активной поверхностью зуба и кромку зуба на его вершине.

Так же как и в работе [1] будем считать, что в процессе сопряжения пары зубьев узловые точки расположены на линии $L_H V_K$ (рисунок 3). Начальное положение этой линии h_1^{OH} определяется точкой E , конечное h_1^{OK} – точкой K^1 . При этом сопряжение в общем случае осуществляется в трех принципиально отличных зонах. Первая зона начинается в точке E и в дальнейшем определяется точкой V_K на дуге EE^1 и точкой L_H , когда она еще находится на дуге EK . Вторая зона начинается с момента совпадения точки V_K с точкой E^1 и заканчивается в момент совпадения точки L_H с точкой K , где и начинается третья зона, оканчивающаяся в точке K^1 .

Однако при больших углах наклона зубьев первая зона может оканчиваться в точке L_H совпадающей с точкой K , в то время как точка V_K еще не достигла точки E^1 . Это условие необходимо учитывать при алгоритмизации процесса сопряжения пары зубьев, задавая соответствующую логику, позволяющую сравнивать координаты точек L_H и K , а также точек V_K и E^1 . Соответственно принятой разбивке по зонам, определим точки входа и выхода из активной поверхности. Для этого сначала определяются области касательных плоскостей путем вычисления углов Θ_{\max}^i и Θ_{\min}^i ($i, j=1, 2$):

$$\Theta_{\max}^i = \arctg \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{r_{0,i}}{r_{5,i}}\right)^2} + (-1)^i \frac{r_{0,i}}{r_{5,i}} \left| \frac{y_{K^1}^i}{x_{K^1}^i} \right|}{\frac{r_{0,i}}{r_{5,i}} + (-1)^{i+1} \left| \frac{y_{K^1}^i}{x_{K^1}^i} \right| \sqrt{1 - \left(\frac{r_{0,i}}{r_{5,i}}\right)^2}}; \quad \Theta_{\min}^j = \arctg \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{r_{0,j}}{R_{a,j}}\right)^2} + (-1)^j \frac{r_{0,j}}{R_{a,j}} \left| \frac{y_{E^1}^j}{x_E^j} \right|}{\frac{r_{0,j}}{R_{a,j}} + (-1)^{j+1} \left| \frac{y_{E^1}^j}{x_E^j} \right| \sqrt{1 - \left(\frac{r_{0,j}}{R_{a,j}}\right)^2}}; \quad (3)$$

Координаты $x_{E^1}^j, y_{E^1}^j, x_{K^1}^i, y_{K^1}^i$ определяются путем вычислений:

$$r_{5,i} = z_i \operatorname{tg} \left(\frac{r_5}{z_n} \right); \quad R_{a,j} = z_j \operatorname{tg} \delta_a, \quad (4)$$

где $r_{5,i}$ – наименьший и наибольший радиусы конуса, на котором осуществляется сопряжение, $R_{a,j}$ – наименьший и наибольший радиусы конуса вершин. Определение координат точек L_H и V_K при пересечении окружности радиуса r_7 со следом плоскости h_1^{OT} достаточно полно освещены в работе [5].

Остановимся подробнее на определении координат точек L_H и V_K следа

плоскости h_1^{OT} , когда они лежат на спиральных KK^1 и EE^1 . Точки выхода из зацеплений линий контакта, на которые разбивается первая зона, лежат на спирали EE^1 . Если через Δ_1 обозначить шаг по оси OZ , то координаты точек выхода Y_k определяются из системы уравнений:

$$\varphi_k = \Theta_{\min}^j - \frac{p(k-1)\Delta_1}{\cos\delta} + \arccos\left(g_1 \cdot g_2 + \sqrt{(1-g_1^2)(1-g_2^2)}\right) - \frac{\pi \cdot m_n}{4z_k \operatorname{tg}\delta \cos(\arctg(pz_k \operatorname{tg}\delta))};$$

$$x_k = R_p \cos\varphi_k; \quad y_k = R_p \sin\varphi_k; \quad z_N^{VK} = \operatorname{tg}\delta_a \sqrt{x_k^2 + y_k^2}, \quad (5)$$

где

$$g_1 = \frac{(-r_7^2 + z_k^2 \operatorname{tg}^2\delta_a + z_k^2 \operatorname{tg}^2\delta_{p1})}{2z_k^2 \operatorname{tg}^2\delta_a \operatorname{tg}^2\delta_{p1}}; \quad g_2 = \frac{(-r_7^2 + z_k^2 \operatorname{tg}^2\delta + z_k^2 \operatorname{tg}^2\delta_{p1})}{2z_k^2 \operatorname{tg}^2\delta \operatorname{tg}^2\delta_{p1}};$$

$$R_p = \operatorname{tg}\delta_a \varphi_k \cos\delta / p; \quad z_k = k\Delta_1 + (2z_n - b \cos\delta) \cos\delta_a / 2 \cos\delta \cos(\delta_i - \delta);$$

τ – угловой коэффициент следа плоскости h_1^{OT} : $\tau = \operatorname{tg}\Theta_N$; N – номер линии $L_H Y_K$; Θ_N – текущий угол, определяющий положение следа; e – величина отрезка, отсекаемого на оси OX следом h_1^{OT} : $e = r_{ON} / \cos\Theta_N$; m_n – нормальный модуль по средней образующей.

Задавая изменения $k=1,2,3,\dots$ для каждого фиксированного значения N , определяем координаты точки выхода Y_k . Как только равенство $x_k = -\tau y_k + e$ выполнено, переходим к следующему значению N , определяющему новое положение линии $L_H Y_K$.

Аналогично определяются координаты точки входа L_H для третьей зоны из системы уравнений (5) с переменными g_1 и R_p , описывающими спираль KK^1 на данном этапе вычисления:

$$g_1 = \frac{(-r_7^2 + z_k^2 \operatorname{tg}^2\left(\frac{r_5}{z_n}\right) \delta_a + z_n^2 \operatorname{tg}^2\delta_{p1})}{2z_k^2 \operatorname{tg}^2\left(\frac{r_5}{z_n}\right) \operatorname{tg}^2\delta_{p1}}; \quad R_p = \frac{\operatorname{tg}\left(\frac{r_5}{z_n}\right) \varphi_k \cos\delta}{p}; \quad z_N^{JH} = \operatorname{tg}\left(\frac{r_5}{z_n}\right) \sqrt{x_k^2 + y_k^2}. \quad (6)$$

Если через Δ_1 обозначить шаг между узловыми точками по линии $L_H Y_K$, то координаты узловых точек для всех зон определяются по следующим зависимостям:

$$x_S = x_N^{JH} + S\Delta_1 \sin\psi \sin\Theta_N; \quad y_S = y_N^{JH} - S\Delta_1 \sin\psi \sin\Theta_N; \quad z_S = z_N^{JH} + S\Delta_1 \cos\psi, \quad (7)$$

где

$$\psi = \arctg \frac{\sqrt{(z_N^{JH} - z_N^{VK})^2 + (x_N^{JH} - x_N^{VK})^2 + (y_N^{JH} - y_N^{VK})^2}}{z_N^{JH} - z_N^{VK}}.$$

Задавая последовательно $S=1,2,3,\dots$, получим значения координат узловых точек на линии $L_H Y_K$. Однако при вычислениях на ЭВМ необходимо установить "индикатор", фиксирующий принадлежность узловых точек мгновенному пятну контакта. Таким "индикатором" служат конъюнктивно-дизъюнктивные формы мгновенных площадок контакта $\xi_v(N)$ (рисунок 5).

При вычислении координат узловых точек каждый раз производится проверка по "индикатору", и, как только узловая точка выпадает из конъюнктивно-дизъюнктивной формы, необходимо переходить к следующему значению N , то есть к следующему положению линии $L_H Y_K$, пока не будут определены все узловые точки мгновенной площадки контакта $\xi_i(N)$ (рисунок 6). И процесс повторяется, но уже для следующей мгновенной

веной площадки контакта со своей конъюнктивно-дизъюнктивной формой $\xi_5(N)$.

Усовершенствованная методика аналитического моделирования мгновенной площадки контакта предусматривает и варьирование величины элементарной площадки dS в широком диапазоне.

Выводы. Все вышесказанное расширяет возможности исследования объемного напряженно-деформированного состояния конических зубчатых передач на стадии проектирования при учете реального силового взаимодействия, и выбирать наиболее рациональные параметры по критерию изгибных напряжений.

Список литературы: 1. Часовников Л.Д. О расчете конических передач с круговыми зубьями // Сб. науч.-метод. статей по деталям машин. – М.: Высшая школа, 1977. – Вып.2. – С.13-41. 2. Иванов Е.М. Математическая модель объемного напряженно-деформированного состояния зубчатых передач. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 80с. 3. Кириченко А.Ф. Теория, расчет и анализ объемного напряженно-деформированного состояния зубьев цилиндрических колес при изгибе: Дисс... докт.техн.наук: 05.02.02 "Машиноведение" – 1991. – 498с. 4. Самуль В.И. Основы теории упругости и пластичности. – М.: Высшая школа, 1982. – 263с. 5. Кириченко А.Ф. Аналитическое моделирование площадки контакта зубьев // Известия ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1979. – №4. – С.34-39.

Поступила в редакцию 30.04.2013

УДК 621.833

Математическое моделирование площадки контакта зубьев с учетом вариации ее геометрии / Е.М. Иванов, З.А. Иванова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.44-49. – Бібліогр.: 5 назв.

Так як суворо теоретичне рішення контактної задачі теорії пружності для зубчастих передач відсутнє, то зусилля яке передається зубом математично моделюється як результат силової взаємодії пари зубців. При цьому, спираючись на результати експериментальних досліджень і теоретичні данні, уточнюється процес моделювання площадки контакту з можливістю варіації її геометрії при обліку різного положення по фазі зачеплення за весь період сполучення пари зубців.

Ключові слова: зона поля зачеплення, миттєва площадка контакту, елементарна площадка, вузлові точки, лінія контакту.

So as strict theoretical solution of the contact problem of elasticity theory for the gear is not available, then the force transmitted tooth mathematically modeled as a result of the force of interaction between a pair of teeth. In this case, based on the results of experimental studies and theoretical data, clarifies the process of simulation of the contact area with the possibility of variation of its geometry when considering the various provisions of the phase coupling for the entire period of the pair a pair of teeth.

Keywords: the area of the field coupling, instant ground contact, elementary Playground, anchor points, the line of contact.

УДК 621.831

П.М. КАЛІНІН, к.т.н., доц., професор каф. ІМ Акад. ВВ МВС України, Харків;
М.Є. СЕРГІЄНКО, к.т.н., доцент каф. АіТ НТУ "ХПІ";
Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, старший викладач каф. ІМ Акад. ВВ МВС України, Харків

ДО ПИТАННЯ ОПТИМАЛЬНО-РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБІЛЯ

У роботі наведені результати оптимально-раціонального проектування зубчастих передач коробки передач автомобіля Зил-4327 з метою покращення її експлуатаційних характеристик

Ключові слова: оптимізація, коробка передач, напруження, працездатність.

Постановка проблеми. Створення конкурентоспроможних конструкцій

© П.М. Калінін, М.Є. Сергієнко, Ю.В. Жережон-Зайченко, 2013

машин, зокрема транспортних, підвищення їх надійності, якості і технічного рівня залишається актуальною проблемою, яка пов'язана із можливістю вирішення складних задач оптимального проектування технічних об'єктів, зокрема зубчастих коробок передач (КП).

Ефективність оптимального проектування КП автомобілів пов'язана із проблемою багатокритеріального оцінювання проектних рішень, які суттєво ускладнюються множиною зв'язків між параметрами стану подібних технічних систем і різноманіттям ознак їх якості, обмеженою інформативністю одиничних показників якості, а також суб'єктивністю результатів їхнього згортання в інтегральний критерій на основі експертного вектора пріоритетів.

Безумовно задачу оптимізації основних параметрів КП (зубчастих передач, валів та підшипників) слід вирішувати на етапі проектування, де можливо всебічно розглянути конструкцію і врахувати велику кількість суперечливих вимог. Проте актуальними стають і задачі часткової оптимізації цих параметрів на етапі вдосконалення існуючих конструкцій КП.

Аналіз літературних джерел. В науково-технічних роботах, що присвячені проблемам оптимального проектування технічних об'єктів розглядається широке коло задач, але загальної методології оптимального проектування технічних об'єктів не створено [1, 2].

Характерними обмеженнями, що стримують впровадження класичних методів оптимізації в інженерну практику, є недостатні обсяги статистичних даних, неконтрольована точність рішень, що базується на експертній інформації, відсутність єдиного універсального підходу до побудови розрахункових моделей технічних об'єктів, які відображають послідовно-ітераційний процес проектування багатокомпонентних виробів системної складності.

Відомо, що важливим питанням для задач оптимізації є вибір критеріїв оптимізації, який впливає і на вибір методів оптимізації [3-5]. Суттєво на вибір методів оптимізації впливає і сам об'єкт оптимізації, а точніше його розрахункова модель. Зрозуміло, що моделі зубчастих передач, валів та підшипників можуть бути описані тільки у вигляді проектно-математичної моделі, що включає різноманітний таблично-графічний довідковий матеріал, проектні рекомендації і стандартизовані умови працездатності.

Особливістю практичного проектування основних елементів КП автомобіля, зокрема, приводних циліндричних зубчастих передач є те, що їх проектують не на основі стандартизованих критеріїв працездатності, а з використанням аналогій й статистичних даних, що відбивають тривалу практику автомобілебудування [6].

Наприклад, для трьохвальних КП автомобілів головний параметр – міжосьову відстань a_w (мм) – наближено визначають за умовою, що побудована на підставі статистичних даних існуючих КП,

$$a_w = k_a \sqrt[3]{T_{вих}}, \quad (1)$$

де $T_{вих}$ – максимальний крутний момент на вихідному валу КП, Н·м, а коефіцієнт k_a перебуває в рекомендованих межах: 8,9...9,3 для легкових і 8,6...9,6 – вантажних автомобілів.

Після вибору міжосьової відстані призначають ширину b_w зубчастих вінців, модуль m_n та кут β нахилу зубців. Необхідну жорсткість і помірну металоємність конструкції, задовільну збалансованість термінів служби зубчастих коліс і підшипників забезпечують практично встановленими пропорційними співвідно-

шеннями основних елементів коробки передач. Відповідно до цього ширину вінців зубчастих коліс, а також довжину коробки передач, габаритні розміри валів і підшипників, визначають в частках міжосьової відстані, які зберігають для існуючих конструкцій з типовим компонованням високої ступінь сталості. Наприклад, робочу ширину b_w вінців зубчастих коліс КП визначають за умовою

$$b_w \approx (0,19...0,23)a_w . \quad (2)$$

За таких умов проектування, зубчасті передачі КП, як правило, є недовантаженими. що показує і аналіз існуючих конструкцій КП. Останнє відноситься, як правило, також і до валів і до підшипників КП.

Ціль статті – оцінити рівень працездатності основних елементів існуючої КП автомобіля та запропонувати можливі шляхи їх оптимізації.

Основна частина. У роботі розглянуті результати оптимально-раціонального проектування п'ятиступінчастої КП автомобіля ЗиЛ-4327 (див. рисунок) з використанням методу допустимих множин [3].

Роботу досліджуваної КП на прямому ході автомобіля забезпечують зубчаста пара постійного зачеплення (ЗП-0) та зубчасті пари ЗП-1, ЗП-2, ЗП-3, ЗП-4, відповідно, першої, другої, третьої і четвертої передач КП. П'ята передача КП є прямою, у роботі якої означені зубчасті пари участі не приймають. Деякі параметри зубчастих пар КП наведені у таблиці 1.

Згідно до зовнішньої швидкісної характеристики двигуна Д-245.9Е2 максимальному крутному моменту $T_{max}=456Н\cdot м$ відповідає частота обертання колінчастого валу двигуна $n_{oc}=1600хв^{-1}$. Для виготовлення зубчастих коліс КП використовують сталь 25 ХГМ. Зубці зубчастих коліс цементують до твердості $HRC = 60...65$.

Результати аналізу напруженого стану зубчастих пар коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327, який проводимо у відповідності до ГОСТу 21354-87 з використанням програмного комплексу НДК-ДМ Акад. ВВ МВС України [7] наведені у таблиці 2.

Тут у якості експлуатаційних характеристик зубчастих пар КП прийняті їх рівні навантаженості:

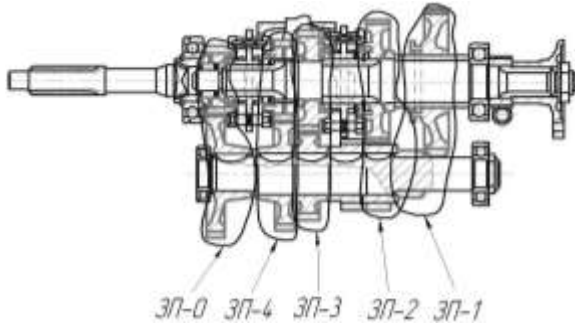


Рисунок – Коробка передач автомобіля ЗиЛ-4327

Таблиця 1 – Основні параметри зубчастих пар коробки передач

Параметр		Зубчасті пари				
		ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4	ЗП-0
Передачне число	u_i	3,46	1,91	1,06	0,68	1,86
Числа зубців	z_{1i} / z_{2i}	13/45	22/42	31/33	38/26	22/41
Модуль, мм	m	4,25	3,75	3,75	3,75	3,75
Ширина, мм	b	45	36	36	36	36
Відносний пробіг	γ_i	0,7	2,0	8,3	24	65

Таблиця 2 – Результати аналізу напруженого стану зубчастих пар КП

$$\Delta_{H(F)} = (\sigma_{H(F)} - \sigma_{H(F)P}) / \sigma_{H(F)P} \cdot 100\%$$

Параметр	ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
σ_H , МПа	938,6	1914,4	1260,9	1000,8	923,6
σ_{HP} , МПа	1207	1851,9	1663,4	1493,2	1239,9
Δ_H , % ^{*)}	-22,3	3,37	-24,2	-33,0	-25,5
σ_F , МПа	126,5	460	231,38	150,55	121,57
σ_{FP} , МПа	457,1	457,1	457,1	457,1	457,1
Δ_F , %	-72,3	0,7	-50,4	-67,1	-43,4

Аналіз отриманих результатів показав, що усі основні умови міцності зубчастих пар КП виконуються, причому усі зубчасті передачі коробки передач

(окрім ЗП-1) за напруженнями σ_H та σ_F мають недовантаження більше 20%.

Таблиця 3 – Характеристики оптимізованих зубчастих передач КП

Параметр	ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
b'_W , мм	24	56	23	18	22
Δ_H , %	4,2	4,95	3,65	3,7	4,8

Великий рівень недовантаженості зубчастих пар досліджуваної КП дозволить поставити питання про оптимізацію параметрів зубчастих пар, зокрема, зміни, наприклад, робочої ширини зубчастих коліс

[8].

У результаті запропонованої оптимізації зубчастих пар КП за рахунок зміни напруженого стану роботи зубчастих пар вдалося зменшити об'єм зубчастих коліс КП з 5194,7см³ до 3392,5см³. Зниження ваги зубчастих коліс коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327 при оптимізації робочої ширини зубчастих коліс оцінюємо у 141Н або більше 30%.

Таблиця 4 – Характеристики працездатності валів і підшипників КП

Варіант (умова оптимізації)	Запас міцності вала S_{\min}		Довговічність $L_{\Sigma}^{(1)}$, год.	
	Пром. вал	Вихід. вал	Пром. вал	Вихід. вал
1 ²⁾ $a'_W = 123,25$ мм	3,66 (1 п.) ³⁾	2,04(1,3 п.)	9459	12487
2 $T'=1,23T_{ном}$	2,97(1 п.)	1,66(1,3 п.)	6253	9535
3 $a'_W = 116$ мм	3,46(1 п.)	1,91(3 п.)	7840	9732

¹⁾ Довговічність підшипника оцінена за виразом $L_{\Sigma} = 100 / \sum (\gamma_k / L_{nk})$, де L_{nk} – можливий термін роботи підшипника і γ_k – відносний термін роботи на k -й передачі;

²⁾ Варіант 1 характеризує стан елементів для існуючої конструкції КП;

³⁾ У дужках наведений номер k передачі КП, коли вал має мінімальний запас міцності.

Таблиця 5 – Характеристики зубчастих передач КП при $a'_W = 116$ мм

Параметр	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4	ЗП-0
z_{i1} / z_{i2}	13/45	22/42	31/33	38/26	22/41
m , мм	4,0	3,5	3,5	3,5	3,75
b_W , мм	52	21	16	20	22
Δ_H , % ^{*)}	4,04	3,29	4,7	4,61	3,5
Δ_F , %	4,87	-5,46	-18,6	-46,9	-50,4

У цьому варіанті об'єм зубчастих коліс модифікованої КП складає 4116,6см³, що менше початкового об'єму на 21%.

Безумовно збільшення крутного моменту, що передає КП, приводить до погіршення напруженого стану її валів та підшипників, але, як показують розрахунки, і проміжний вал, і вихідний вал, а також підшипники цих валів (внаслідок попереднього недовантаження!) залишаються працездатними (таблиця 4).

Ефективним критерієм оптимізації КП вважають, як правило, зменшення її міжосьової відстані. У таблиці 4 наведені також характеристики працездатності валів та підшипників КП, для якої у якості умови оптимізації обрано зменшення міжосьової відстані до $a'_W = 116$ мм (варіант 3). Характеристики зубчастих пар оптимізованої КП наведені у таблиці 5. Загальний об'єм зубчастих коліс КП для цього варіанта оптимі-

зації складає $3352,7\text{см}^3$, що на 35% менше від початкового варіанта КП. При цьому треба враховувати, що зменшення міжкосової відстані КП приведе і до істотного зменшення об'єму корпусних деталей КП.

Заключення. У роботі розглянуті результати деяких варіантів оптимально-раціонального проектування зубчастих пар КП автомобіля ЗиЛ-4327 з метою покращення їх масо-габаритних характеристик і збільшення значення крутного моменту, що може передавати ця коробка передач.

Отримані результати показують на можливість і необхідність більш широкого впровадження методології оптимально-раціонального проектування технічних об'єктів, як механізму керування якістю, у практику проектування КП автомобілів.

Список літератури: 1. *Реклейтис Г., Рейвндран А., Ресдел К.* Оптимизация в технике. В 2-х кн. Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 350с. 2. *Хог Э., Арора Я.* Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции. – М.: Мир, 1983. – 480с. 3. *Калінін П.М.* Оптимально-раціональне проектування зубчастих редукторів трансмісії автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ" ХПІ": 36. наук. праць. – Харьков, 2012. – Вып.35. – С.51-58. 4. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Про можливості і методи забезпечення плавності зачеплення приводних зубчастих передач // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2010. – Вып.27. – С.81-88. 5. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* До питання оптимального синтезу планетарної зубчастої передачі // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2007. – Вып.21. – С.221-229. 6. *Васламов В.К.* Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр "Академия", 2006. – 480с. 7. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Система експрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ" ХПІ": 36. наук. праць. – Харьков, 2008. – Вып.28. – С.116-120. 8. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Оцінка працездатності та оптимізація параметрів зубчастих пар коробки передач автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ": 36. наук. праць. – Харьков, 2012. – Вып.36. – С.70-73.

Надійшла до редколегії 03.05.2013

УДК 621.831

До питання оптимально-раціонального проектування коробки передач автомобіля / П.М. Калінін, М.С. Сергієнко, Ю.В. Жережон-Зайченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.49-53. – Бібліогр.: 8 назв.

В роботі приведені результати оптимально-раціонального проектування зубчастих передач коробки передач автомобіля ЗиЛ-4327 з целью удешевлення її експлуатаційних характеристик.

Ключевые слова: оптимізація, коробка передач, напруження, работоспособность.

Results of optimum and rational design for tooth gearings of a gear box of the car ZiL-4327 are given in work for the purpose of improvement of its operational characteristics.

Keywords: optimization, gear box, stress, working capacity.

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., доц., заведующий лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;
Д.А. ГАЗЗАЕВ, инженер НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ

ПРИМЕНЕНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО ПАКЕТА ANSYS К ОЦЕНКЕ ИЗГИБНОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ АРОЧНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

С помощью конечно-элементного пакета ANSYS показано, что величина и направление продольной кривизны арочного зуба практически не оказывает влияния на его напряженно-деформированное

© В.И. Короткін, Д.О. Газзасв, 2013

состояние. Подтверждено, что напряжения сжатия в основании нерабочей стороны зуба по абсолютной величине существенно превышают напряжения растяжения с рабочей стороны. Установлено, что для реек передач Новикова параметры исходного контура по ГОСТ 30224-96 близки к оптимальным, а параметры исходного контура Дон-63 не являются оптимальными.

Ключевые слова: арочный зуб, моделирование, напряженность.

Введение. Цилиндрическим зубчатым передачам с арочными зубьями (далее – арочные передачи), несмотря на целый ряд их достоинств, в литературе уделено незаслуженно мало внимания: исследования касаются, в основном, способов нарезания арочных зубьев и в некоторой степени их обобщенной геометрии. Поэтому весьма актуальным является анализ с помощью современных численных методов напряженности арочных зубьев, в частности, в их основании, что позволит более объективно подходить к использованию данных передач.

Анализ литературы. В ряде работ ([1]-[3] и др.) отмечаются такие достоинства арочных передач, как: повышенная плавность зацепления и в связи с этим улучшенные шумовые и виброакустические характеристики передачи в работе; возможность самоустановки колес пары и благодаря этому более равномерное по сравнению с косозубыми передачами распределение нагрузки вдоль сопряженных поверхностей зубьев; пониженная чувствительность к перекосам осей колес при монтаже; простота достижения модификации сопряженных поверхностей за счет, например, использования резцовых головок с разными для нарезания шестерни и колеса номинальными диаметрами; отсутствие осевых усилий в зацеплении; компактность по сравнению с шевронными передачами благодаря отсутствию технологической канавки между полушевронами и др.

Все это предопределило отмеченную на практике повышенную нагрузочную способность арочных передач и позволило осуществить ряд внедрений [2] – в приводах гидронасоса и воздушного винта вентиляционно-оросительной самоходной установки УМП1А, приводе дробилки, в проходческих и очистных комплексах типа КОВ25, ПВ1000 и КПВ6, в качестве тяговой передачи магистрального тепловоза типа 2ТЭ и др.

В работе [1] приведены сведения о контактных расчетах арочных зубьев с начальным теоретическим точечным контактом, где обоснованно использованы в качестве критериев эффективные контактные напряжения.

Заслуживает особого внимания работа [3], в которой авторы утверждают, что при нагрузке арочного зуба со стороны выпуклой (в продольном направлении) стороны напряжения растяжения в корне зуба существенно меньше, чем при нагрузке с вогнутой стороны, а напряжения сжатия на противоположной (нерабочей) стороне зуба значительно превышают по абсолютной величине напряжения растяжения.

Цель статьи. Имея в своем распоряжении отлаженный конечно-элементный пакет ANSYS и высокопроизводительную вычислительную технику (кластеры), мы задались целью проверить указанные в [3] утверждения, используя в качестве объектов исследования арочные зубья как передач эвольвентных, так и Новикова, поскольку подобный анализ непосредственно касается прочностных расчетов на изломную прочность данных зубьев.

Постановка задачи. С целью упрощения поставленной задачи и без ущерба для ожидаемых результатов в ряде случаев приняты профили зубьев исходных реек. Задача решалась как симметричная для случая действия сосредоточенной силы по центру зубчатого венца и для случая действия распределен-

ной вдоль зуба нагрузки, что моделировалось нажатием на зуб индентором, имеющим рабочую поверхность с заданными главными кривизнами.

Материалы и результаты исследований. В приповерхностном слое зуба и индентора выделялась зона регулярного разбиения, которая в виде участков, эквидистантных поверхности, углублялась внутрь тел на некоторую величину. Для построения поверхности зуба использовалась сплайн-интерполяция второго порядка. КЭ-модель формировалась с применением квадратных элементов SOLID95 и контактной пары CONTA174-TARGE170. Граничные условия для зуба определялись жесткой заделкой его подошвы. Для индентора ставились следующие граничные условия: нагрузка прилагалась к поверхности индентора, перпендикулярной нормали к поверхности зуба в точке первоначального контакта, а указанная поверхность индентора перемещалась параллельно самой себе строго в направлении действия нормальной силы.

Реечный профиль для эвольвентных зубьев принимался по ГОСТ 13755-81. Сосредоточенная нормальная сила F_n прикладывалась, как это предусмотрено расчетным стандартом [4], к вершинной кромке зуба под углом $\alpha = 20^\circ$ к начальной плоскости. Схема показана на рисунке 1, где обозначено: b_w – общая длина зуба (включая оба полушеврона), r_s – продольный радиус вогнутого или выпуклого зуба.

Напряжения в сечении действия силы вычисляли как на растянутой стороне корня зуба (σ_p), так и на сжатой (σ_c). Помимо этого на растянутой стороне определяли т.н. приведенное (критериальное) напряжение σ_{np} , равное $\sigma_{np} = \sigma_s / \sqrt{1 - \mu + \mu^2}$ [5], где σ_s – эквивалентное напряжение по энергетической теории прочности, μ – коэффициент Пуассона. Напряжения σ_p и σ_c определяли как сумму $\sigma_x + \sigma_y$ составляющих напряжений в принятой системе координат. Таким образом находили объемный коэффициент формы зуба при растяжении (изгибе) $Y_V = \sigma_p m^2 / F_t$ и соответствующий приведенный объемный коэффициент формы зуба $Y_{VE} = \sigma_{np} m^2 / F_t$,

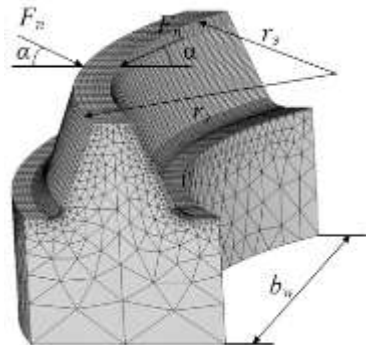


Рисунок 1 – Модель нагружения арочного зуба рейки сосредоточенной силой F_n

где m – модуль зацепления, F_t – действующее окружное усилие $F_t = F_n \cos \alpha$.

В таблице 1 приведены результаты вычислений напряжений и коэффициентов формы зуба рейки, а в таблице 2 – то же для зубчатых колес с числом зубьев $z=18$ и $z=25$ при $m = 1\text{мм}$, $b_w = 25\text{мм}$, $F_t = 3000\text{Н}$ (для колес расчетные углы действия силы отличались от угла α [5]). Радиусы r_s принимались с учетом толщины вершины зуба и обеспечивали практически применяемые для арочных передач углы наклона зубьев на торцах в диапазоне $20^\circ \dots 45^\circ$.

Для сравнения в таблицах 1,2 приведены данные для прямого зуба, получаемого как частный случай при выполнении радиуса r_s большого размера. Из таблиц 1,2 следует, что приведенный объемный коэффициент Y_{VE} (как, впрочем, и коэффициент Y_V) практически не зависит от направления и величины вы-

пуклости зуба (включая частный случай прямого зуба), что не согласуется с выводами из работы [3]. Что касается напряжений на сжатой стороне зуба, то они по абсолютной величине (знак "минус" опущен) заметно превосходят напряжения растяжения на рабочей стороне, что вполне согласуется с выводами из работы [3].

Таблица 1 – Значения напряжений и объемных коэффициентов формы зуба при действии сосредоточенной силы на зуб рейки с исходным контуром по ГОСТ 13755-81 при $m = 1\text{мм}, b_w = 25\text{мм}, F_t = 3000\text{Н}$

Тип зуба	r_s , мм	σ_p , МПа	Y_V	σ_{np} , МПа	Y_{VE}	σ_c , МПа
Вогнутый	17,7	2143	0,714	2256	0,752	2555
	35,7	2175	0,725	2294	0,765	2556
Выпуклый	18,3	2138	0,713	2276	0,759	2481
	36,3	2217	0,739	2349	0,783	2645
Прямой	18000	2181	0,727	2294	0,765	2537

Таблица 2 – Значения напряжений и объемных коэффициентов формы зуба при действии сосредоточенной силы на зуб эвольвентных колес $z = 18$ и $z = 25$ с исходным контуром по ГОСТ13755-81, $m = 1\text{мм}, b_w = 25\text{мм}, F_t = 3000\text{Н}$

Тип зуба	z	r_s , мм	σ_p , МПа	Y_V	σ_{np} , МПа	Y_{VE}	σ_c , МПа
Вогнутый		17,7	2401	0,800	2519	0,840	3392
		35,7	2458	0,819	2610	0,870	3406

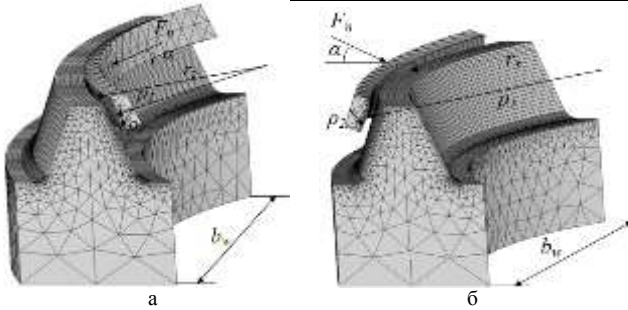


Рисунок 2 – Модели нагружения индентором арочного зуба рейки: а – с вогнутой стороны зуба; б – с выпуклой стороны зуба

Выпуклый		18,3	2427	0,809	2592	0,864	3219
		36,3	2474	0,825	2615	0,872	3331
Прямой		36000	2479	0,826	2623	0,874	3379
Вогнутый		17,7	2321	0,774	2457	0,819	3181
		35,7	2370	0,790	2511	0,837	3189
Выпуклый	25	18,3	2344	0,781	2525	0,842	3038
		36,3	2403	0,801	2546	0,849	3114
		36000	2390	0,797	2567	0,856	3131

Рассмотрим теперь случай действия на зуб распределенной нагрузки (симметричная контактная задача), для чего используем два индентора – для вогнутой стороны зуба (рисунок 2,а) и для выпуклой стороны (рисунок 2,б). Инденторы имеют продольный радиус ρ_1 выпуклого (вогнутого) участка и поперечный радиус ρ_2 , соответствующий радиусу эвольвентного участка ножки зуба парного сопрягаемого колеса.

Инденторы, как и сосредоточенная сила, действуют на вершинную кромку

зуба под углом $\alpha=20^\circ$. При условии $\rho_1 = r_\zeta$ получаем линейный контакт.

Задача тестирована для прямого зуба при линейном контакте по формуле [4]:

$$\sigma_p = F_t Y_{FS} / (b_w m), \quad (1)$$

где Y_{FS} – коэффициент формы зуба при решении плоской задачи, принимаемый для рейки равным 3,47 [4]. Подстановка значений параметров в формулу (1) дает $\sigma_p = 416,4$ МПа.

При вычислении напряжений следует иметь в виду, что их величина, помимо прочего, зависит от угла наклона зуба $\beta = \arcsin(b_z / r_\zeta)$, где b_z – расстояние от рассматриваемого сечения до центра зубчатого венца с $\beta = 0$. В соответствии с [6] в принятой системе координат после несложных преобразований получаем

$$\sigma_p = \sigma_y + \sigma_x \cos^2 \beta + \sigma_z \sin^2 \beta + \tau_{xz} \sin 2\beta. \quad (2)$$

В таблице 3 приведены результаты решения симметричной контактной задачи для линейного контакта. Для центрального сечения ($b_z = 0$) показаны также перемещения Δ вершинной точки зуба с нерабочей стороны.

Данные таблицы 3 свидетельствуют, что максимальные напряжения,

Таблица 3 – Результаты решения контактной задачи при линейном контакте ($\rho_1 = r_\zeta$)

$m = 1\text{мм}, b_w = 25\text{мм}, F_t = 3000\text{Н}$

Тип зуба	r_ζ (ρ_1)	$b_z = 0$				$b_z = 6,5$			$b_z = 12,5$		
		σ_p	σ_{np}	σ_c	$\Delta \cdot 10^{-3}$	σ_p	σ_{np}	σ_c	σ_p	σ_{np}	σ_c
Вогнутый	17,7	421	412	456	7,0	413	387	428	220	254	268
	35,7	407	400	448	6,7	407	399	446	293	328	369
Выпуклый	18,3	398	407	487	6,9	363	384	459	196	223	247
	36,3	401	403	475	6,7	384	389	453	280	314	362

Линейные величины – в мм, напряжения – в МПа

удовлетворительно согласующиеся с расчетом по (1), действуют в средней части зубчатого венца, убывая при приближении к торцам. Как и в предыдущем случае, здесь также не приходится говорить об устойчивым влиянии типа зуба на напряженное состояние в его корне. Об этом же косвенно свидетельствует примерное равенство значения перемещений Δ .

Варьируя величину ρ_1 радиуса индентора, можно получить теоретически точечный контакт, при котором напряжения концентрируются в средней части зубчатого венца, резко падая вблизи торцов (таблица 4).

Таблица 4 – Результаты решения контактной задачи при теоретически точечном контакте ($\rho_1 \neq r_\zeta$) $m = 1\text{мм}, b_w = 25\text{мм}, F_t = 3000\text{Н}$

Тип зуба	r_ζ	ρ_1	$b_z = 0$			$b_z = 6,5$			$b_z = 12,5$		
			σ_p	σ_{np}	σ_c	σ_p	σ_{np}	σ_c	σ_p	σ_{np}	σ_c
Вогнутый	17,7	17,2	1033	1034	1171	172	242	164	5	5	2
	35,7	35,2	684	679	763	429	442	452	23	26	5
Выпуклый	18,3	18,8	977	1008	1162	162	264	144	2	4	5
	36,3	36,8	675	683	805	391	429	444	5	9	23

Линейные величины – в мм, напряжения – в МПа

Из таблицы 4 видно, что и при теоретически точечном контакте влияние типа зуба на напряженное состояние в его корне практически отсутствует.

Интересно посмотреть, влияет ли тип зуба на контактные напряжения при линейном контакте. Для получения численного решения индентор с радиусом $\rho_2 = 4$ мм сопрягали с рабочей плоскостью рейки, а нерабочую часть зуба закрепляли для исключения изгибных деформаций. Результирующие контактные напряжения при $\mu = 0,3$ и модуле Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа показаны в таблице 5, из которой видно отсутствие влияния типа зуба и на контактные напряжения.

Покажем примеры использования пакета ANSYS для вычисления напряжений растяжения и сжатия от действия сосредоточенной нагрузки в арочных зубьях исходных реек цилиндрических зубчатых передач Новикова.

Сосредоточенная нагрузка под расчетным углом давления прилагается в теоретической контактной точке головки зуба. Граничные условия – те же, что указаны выше.

Особенностью современных исходных контуров для передач Новикова является наличие двух концентраторов напряжений: нижнего вогнутого рабочего участка и верхнего околуполосного вогнутого участка, исключающего контакт в зоне полюса. Оптимальной ситуацией, к которой следует стремиться при проектировании передачи, является равнопрочность обоих концентраторов по критериальному напряжению σ_{np} .

В таблице 6 приведены результаты для реек, выполненных на базе исходных контуров по ГОСТ 30224-96 и Дон-63 [7].

Таблица 6 – Значения напряжений при действии сосредоточенной силы на зубья реек передач Новикова с исходными контурами по ГОСТ 30224-96 и Дон-63 $m = 1$ мм, $b_w = 25$ мм, $F_t = 3000$ Н

Тип зуба	r_z , мм	Исходный контур по ГОСТ 30224-96					
		σ_p , МПа		σ_{np} , МПа		σ_c , МПа	
		НК	ВК	НК	ВК	НК	ВК
Вогнутый	18	1244	917	1460	1502	2295	2196
	36	1252	931	1477	1538	2290	2191
Выпуклый	18	1221	921	1473	1585	2238	2135
	36	1239	924	1484	1578	2264	2160
Прямой	36000	1248	925	1484	1558	2281	2177
Исходный контур Дон-63							
Вогнутый	18	1473	1447	1686	2170	2079	1859
	36	1488	1475	1713	2228	2081	1855
Выпуклый	18	1466	1460	1750	2297	2016	1801
	36	1484	1468	1729	2284	2051	1826
Прямой	36000	1492	1472	1727	2263	2072	1845

НК – нижний концентратор, ВК – верхний концентратор

превышение критериального напряжения над напряжением растяжения для верхнего концентратора значительно больше, чем для нижнего. Это связано с тем, что для верхнего концентратора велика доля напряжения, действующего по направлению, перпендикулярному торцам, т.е. вдоль осей зубчатых колес [8]. Поэтому при проектировании

По данным таблицы 6 на рисунках 3,4 для наглядности показаны графики изменения напряжения σ_p для прямых реек ($r_z = 36000$ мм) с исходными контурами по ГОСТ 30224-96 и Дон-63. Значения l по горизонтальной оси отложены начиная от точки сопряжения вогнутого рабочего участка ножки зуба (нижнего концентратора) с галтелью до точки сопряжения вогнутого околуполосного участка (верхнего концентратора) с выпуклым рабочим участком головки зуба.

Из таблицы 6 видно, что

Таблица 5 – Результирующие контактные напряжения σ_H при линейном контакте ($\rho_1 = r_z$) $m = 1$ мм, $b_w = 25$ мм, $F_t = 3000$ Н

Тип зуба	$r_z(\rho_1)$, мм	σ_H , МПа
Вогнутый	18	1160
	36	1132
Выпуклый	18	1160
	36	1132
Прямой	18000	1127

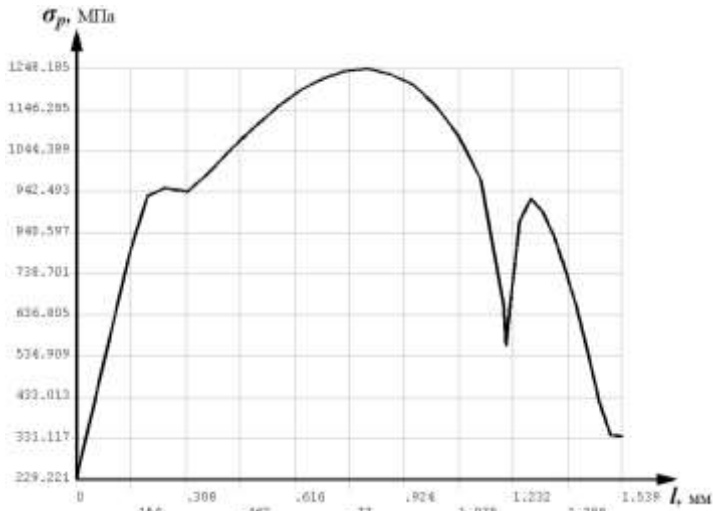


Рисунок 3 – График изменения растягивающих напряжений σ_p по высоте зуба для прямой исходной рейки передачи Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96

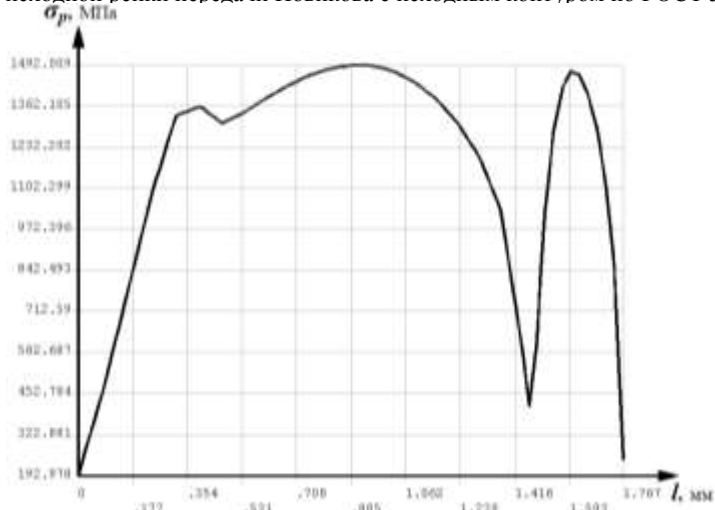


Рисунок 4 – График изменения растягивающих напряжений σ_p по высоте зуба для прямой исходной рейки передачи Новикова с исходным контуром Дон-63

параметров исходного контура для выравнивания критериальных напряжений σ_{np} по обоим концентраторам следует стремиться к тому, чтобы напряжения растяжения σ_r для верхнего концентратора были значительно меньше, чем для нижнего. Это условие, как видно из рисунка 3, практически удовлетворено для исходного контура по ГОСТ 30224-96 и не удовлетворено для исходного контура Дон-63 (рисунок 4).

Выводы. Проведенное исследование позволяет сделать следующие выводы:

1. Направление и величина продольной кривизны арочного зуба практи-

чески не оказывает влияния на напряжения растяжения и сжатия в основании зуба и на контактную напряженность рабочей поверхности зуба, что следует учитывать при проектировании зубчатой передачи.

2. Напряжения сжатия в основании нерабочей стороны зуба по абсолютной величине существенно превышают напряжения растяжения с рабочей стороны; в силу высоких допускаемых напряжений сжатия это не опасно и не приводит к разрушению сжатой стороны зуба.

3. По данным, полученным для исходных реек зубчатых передач Новикова, параметры исходного контура по ГОСТ 30224-96 с точки зрения изгибной прочности близки к оптимальным, т.к. обеспечивают примерное равенство критериальных напряжений по нижнему и верхнему концентраторам рейки; параметры исходного контура Дон-63 в этом плане не являются оптимальными, что необходимо знать при выборе исходного контура.

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

Список литературы: 1. *Решетов Д.Н., Головачев М.И.* К расчету арочных передач на сопротивление контактной усталости // Вестник машиностроения. – 1983. – №2. – С.12-16. 2. *Догода М.И., Еремин В.Е., Догода А.И.* Разработка и освоение высоконагруженных арочных передач и средств для их производства // Вестник машиностроения. – 1990. – №9. – С.41-44. 3. *Беляев А.И., Сирицын А.И., Сирицын Д.А.* Результаты испытаний арочных зубьев колес на износ и сопротивление усталости при изгибе // Вестник машиностроения. – 1997. – №1. – С.6-8. 4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125с. 5. *Короткин В.И., Колосова Е.М., Сухов Д.Ю.* Коэффициент формы зуба при расчете на изломную прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых колес, работающих в условиях локального контакта // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Технические науки. – 2009. – №5. – С.78-84. 6. *Тимошенко С.П.* Сопротивление материалов. Т.2. – М.: Наука, 1965. – 480с. 7. *Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д.* Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. 8. *Яковлев А.С.* К оценке напряженности материала зубьев передач с зацеплением Новикова // Изв. вузов. Машиностроение. – 1985. – №6. – С.13-16.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 621.833

Применение конечно-элементного пакета ANSYS к оценке изгибной напряженности арочных зубьев цилиндрических зубчатых передач / В.И. Короткин, Д.А. Газзаев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.53-60. – Бібліогр.: 8 назв.

За допомогою кінцево-елементного пакета ANSYS показано, що величина і напрямок позовжньої кривизни арочного зуба практично не робить впливу на його напружено-деформований стан. Підтверджено, що напруження стиску в підставі неробочої сторони зуба за абсолютною величиною істотно перевищують напруги розтягнення з робочої сторони. Встановлено, що для рейок передач Новикова параметри вихідного контуру по ГОСТ 30224-96 близькі до оптимальних, а параметри вихідного контуру Дон-63 не є оптимальними.

Ключові слова: арочний зуб, моделювання, напруженість.

With the help of the finite-element package ANSYS is shown that the magnitude and direction of the longitudinal curvature of the arched tooth has almost no effect on its stress-strain state. It is confirmed that the compressive stress at the base of not working side of tooth in absolute value significantly greater than the tensile stresses in the working side. It is established that for racks of Novikov gearing parameters of the basic rack profile in accordance with GOST 30224-96 are close to optimal, and the parameters of the basic rack profile Don-63 are not optimal.

Keywords: arched tooth, modeling, stress level.

УДК 621.833

Б.А. ЛОПАТИН, д.т.н, проф., зам. директора по научной работе филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте, Россия;

Е.А. ПОЛУЭКТОВ, к.т.н., доцент филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ"

(НИУ) в Златоусте;
С.Д. ЛОПАТИН, студент ФГБОУ ВПО
"ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте

СИСТЕМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО РАСЧЕТА И АНАЛИЗА ГЕОМЕТРИИ ЦИЛИНДРО- КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

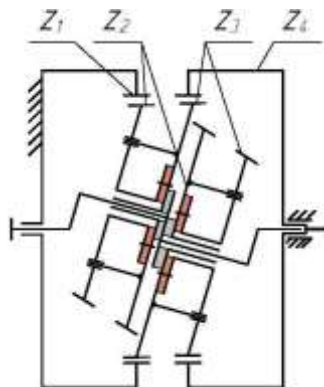
Традиционные методы расчета и анализа цилиндрико-конических передач внутреннего зацепления достаточно трудоемки из-за сложной геометрии передачи. В работе представлено описание автоматизированной системы, которая позволяет значительно снизить время проектирования и осуществить подбор требуемых геометрических параметров передачи.

Ключевые слова: цилиндрико-коническая передача, автоматизированный расчет.

Введение. Цилиндрико-конические передачи (ЦКП) внутреннего зацепления характеризуются малыми габаритами, высокой нагрузочной способностью и поэтому находят применение в приводах различного назначения. Примером использования цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления на пересекающихся осях могут служить планетарные редукторы с наклонными сателлитами [1] (рисунок 1), которые обладают рядом положительных характеристик, что предопределило их применение в трансформируемых системах космических аппаратов нового поколения [2].

При проектировании цилиндрико-конических передач внутреннего зацепления, вследствие сложной геометрии рабочей поверхности зубьев конической шестерни, использование традиционных методов для их расчета и анализа требует значительных временных затрат, что затрудняет выбор требуемых геометрических параметров передач.

Цель работы. В связи с этим целью работы являлась разработка система автоматизированного расчета и анализа геометрии зацеплений цилиндрико-конических зубчатых передач внутреннего зацепления. Она включает в себя:



- модуль для расчета координат точек теоретической боковой поверхности зубьев конической шестерни;

- модуль для расчета коэффициентов смещения в торцовых сечениях конической шестерни;

- модуль для расчета траектории движения оси фрезы;

- модуль для расчета координат точек нарезаемой боковой поверхности зубьев конической шестерни при движении инструмента по расчетной траектории;

- модуль проведения сравнительного анализа профилей конической шестерни с помощью инерционных зон касания зубьев;

- модуль продольной модификации профиля конической шестерни;

- модуль компоновки зубчатых передач в планетарном редукторе.

Алгоритм автоматизированной системы. Общий алгоритм функционирования автоматизированной системы представлен на рисунке 2.

Исходными данными для работы системы являются параметры производящего реечного контура и параметры передачи: m – модуль; z_1 – число зубьев шестерни; z_2 – число зубьев колеса; x_2 – коэффициент смещения колеса; Σ – межосевой угол (рисунок 3).

Для задания количества торцовых сечений шестерни, в которых определяется ее геометрия, используют следующие параметры передачи: b_w – ширина венца шестерни; w_0 – аппликата большего торцового сечения венца шестерни; Δw – шаг изменения аппликаты торцового сечения венца; w_{ln} – аппликата предельного положения большего торца венца шестерни; d_{f2} – диаметр впадин зубьев колеса; d_{a2} – диаметр вершин зубьев колеса.

Параметры теоретического профиля зубчатого венца шестерни: r_{y1} – полярный радиус, задающий положение точки на профиле; r_{y2} – полярный радиус в торцовом сечении колеса, соответствующий r_{y1} ; α_{tw} – угол зацепления в торцовом сечении шестерни; x_1 – абсцисса точки профиля на заданном полярном радиусе относительно оси зуба шестерни; s – толщина зуба по дуге полярного радиуса; w – текущая аппликата торцового сечения венца шестерни, исчисляемая от w_0 .

На практике рабочую поверхность зубьев шестерни получают перемещением червячной фрезы по криволинейной траектории [3], следовательно, необходимы следующие параметры профиля венца шестерни (рисунок 4): x_{tm} – коэффициент смещения на большем торце венца шестерни; x_t – коэффициент смещения

Рисунок 1 – Кинематическая схема планетарного редуктора с наклонными сателлитами:

z_1 – неподвижное эвольвентное колесо; z_2 и z_3 – пары сателлитов с одним числом зубьев соответственно; z_4 – подвижное эвольвентное колесо

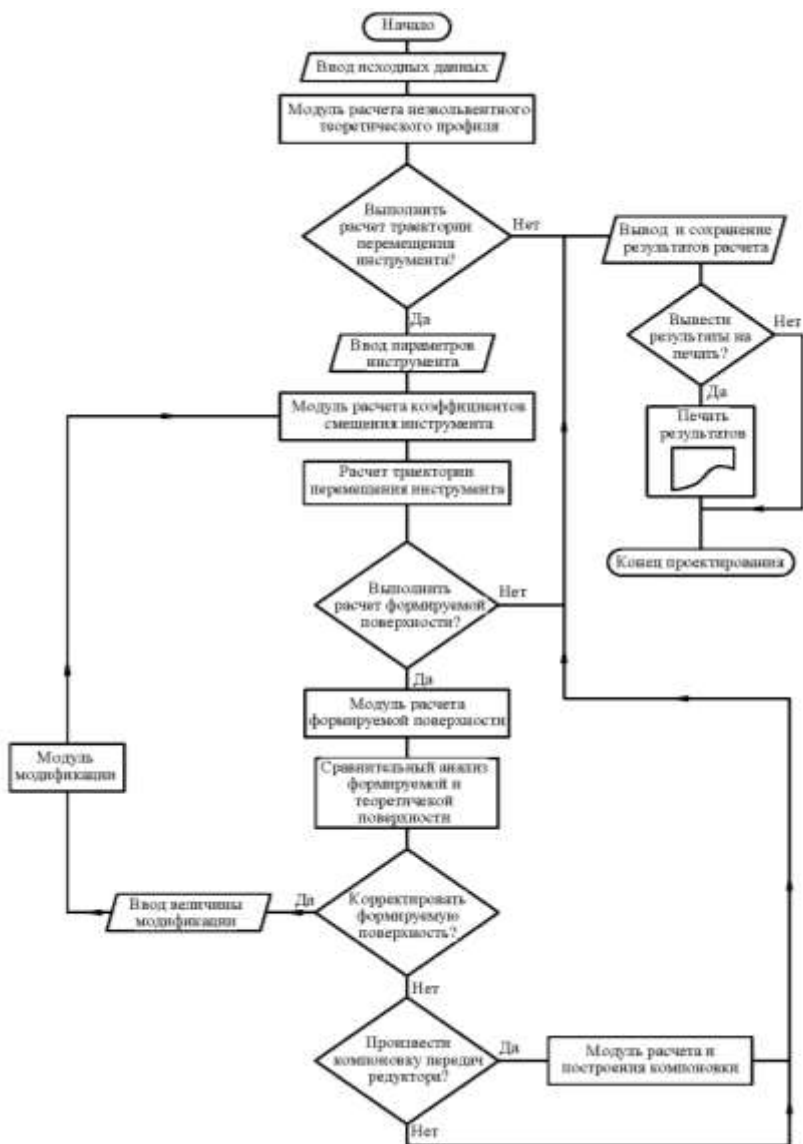


Рисунок 2 – Алгоритм функционирования системы автоматизированного расчета и анализа геометрии зацеплений цилиндрико-конических зубчатых передач

в текущем торцовом сечении w шестерни; r_1 – средний радиус рабочей высоты зуба в текущем торцовом сечении w шестерни; δ_0 – угол между торцовым сечением и нормалью к образующей делительной поверхности венцов шестерен.

Параметры для вычисления траектории движения фрезы (см. рисунок 4):

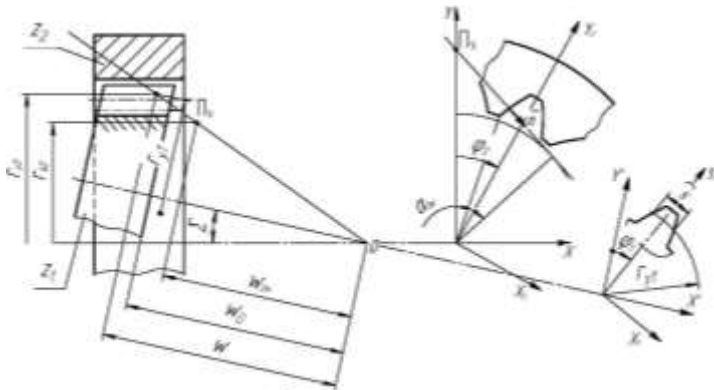


Рисунок 3 – Схема цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления

d_0 – делительный диаметр червячной фрезы, $w_{он}$ – аппликата начальной точки на траектории движения оси фрезы, $w_{ок}$ – аппликата конечной точки на траектории движения оси фрезы.

После геометрического расчета параметров проектируемых передач, расчета зацеплений, определения траектории перемещения инструмента, проведения сравнительного анализа отклонений профилей и оценки характера контакта в передаче, система позволяет выполнить компоновку зубчатых передач в планетарном редукторе (рисунок 5).

Дополнительно имеется возможность переноса схемы скомпонованных передач планетарного редуктора в графическую среду "AutoCAD" для дальнейшей эскизной проработки конструкции и выполнения ее детализовки.

Выводы:

1. Разработанная система автоматизированного расчета и анализа геометрии ЦКП позволяет на стадии проектирования оценивать характер контакта передачи и при необходимости вносить изменения в траекторию перемещения инструмента при формировании рабочих поверхностей

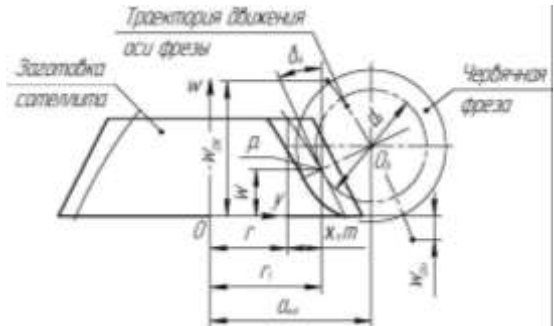


Рисунок 4 – Схема нарезания зубьев конической шестерни

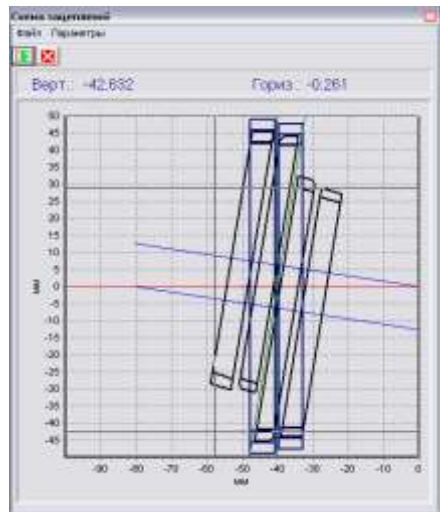


Рисунок 5 – Компоновочная схема зацеплений планетарного редуктора

зубьев незвольвентной шестерни.

2. Система использовалась на предприятии ФГУП "ГНП Ракетно-космический центр "ЦСКБ-Прогресс" при проектировании и изготовлении планетарных редукторов с цилиндро-коническими зубчатыми передачами для электромеханических приводов различного назначения.

Список литературы: 1. Лопатин, Д.Б. Электромеханический привод для механизмов углового поворота объектов космической техники / Д.Б. Лопатин, Е.А. Полуэктов, О.Н. Цуканов // Вестник машиностроения. – 2009. – №2. – С.14-16. 2. Создание нового поколения электромеханических приводов трансформируемых систем космических аппаратов: научно-технический сборник / В.П. Еремин, Н.В. Еремин, Б.А. Лопатин и др.; под ред. А.Н. Кирилина, В.П. Еремина. – Самара: ФГУП "ГНПРКЦ "ЦСКБ-Прогресс", 2011. – 563с. 3. Пат. 2364480 С1 Российская Федерация, МПК В23F 5/24. Способ нарезания зубьев незвольвентной шестерни цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления / Б.А. Лопатин, Е.А. Полуэктов, Д.Б. Лопатин, Р.И. Зайнетдинов, В.М. Рублев. – № 2008117944; заявл. 04.05.08; опубл. 20.08.09, Бюл. №23. – 2с.

Поступила в редколлегию 05.04.2013

УДК 621.833

Система автоматизированного расчета и анализа геометрии цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления / Б.А. Лопатин, Е.А. Полуэктов, С.Д. Лопатин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.60-64. – Бібліогр.: 3 назв.

Традиційні методи розрахунку і аналізу циліндро-конічних передач внутрішнього зацеплення досить трудомісткі через складну геометрію передач. У роботі представлено опис автоматизованої системи, яка дозволяє значно знизити час проєктування і здійснити підбір необхідних геометричних параметрів передач.

Ключові слова: циліндро-конічна передача, автоматизований розрахунок.

Traditional methods of calculation and the analysis of cylindro-conic gears of internal gearing are rather labor-consuming because of difficult geometry. In this research the description of a software package which allows to lower time of design and to carry out selection of demanded geometrical parameters of gearing is submitted.

Keywords: cylindro-conic gearing, automated calculation.

УДК 621.01.(075.8)

В.О. МАЛАЩЕНКО, д.т.н., професор НУ "Львівська політехніка";

В.М. СТРИЛЕЦЬ, к.т.н., доцент НУ водного господарства та природокористування, Рівне;

В.А. ФЕДУРУК, інженер НУ водного господарства та природокористування

ПЕРЕДАВАННЯ ЕНЕРГІЇ ТА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДІВ З АВТОМАТИЧНИМИ ІНЕРЦІЙНО-ВАКУУМНИМИ МУФТАМИ

Наведені нові способи передавання обертового моменту інерційно-вакуумними муфтами за рахунок інерційності мас їх елементів та з'єднання валів способом адгезії півмуфт. Описані конструкції інерційно-вакуумних муфт для реалізації нових способів передавання обертового моменту та особливості динамічних характеристик муфт в різноманітних формах їх виконання.

Ключові слова: інерційно-вакуумна муфта, привід, динамічна характеристика.

Постановка проблеми. Підвищення технічних характеристик, надійності та довговічності самокерованих муфт, які широко застосовуються в загальному та спеціальному машинобудуванні, а також розширення їх технологічних можливостей при передаванні обертового моменту з швидкохідних валів в циклічному режимі за рахунок використання інерційності маси веду-

© В.О. Малащенко, В.М. Стрілець, В.А. Федорук, 2013

чої півмуфти та адгезії виконавчих елементів муфти.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Експлуатаційні вимоги сприяли розробці та проведенню аналізу різноманітних конструкцій самокерованих муфт, що описані у роботах [1-4]. Однак серед відомих конструкцій муфт відсутні такі, які одночасно поєднували б в собі максимальну кількість основних властивостей самокерованих муфт і поряд з тим відповідали б додатковим вимогам до них, прикладом компенсування осьового, радіального та кутового збільшеного незбігу геометричних осей валів, забезпечення нелінійної жорсткості, демпфуючої здатності та енергоємності, особливо на швидкохідних валах при циклічній роботі кінематичного ланцюга. Крім того, самокеровані муфти, обертальний момент в яких передається за рахунок сил тертя на поверхнях дотику фрикційних елементів, мають нестабільний характер роботи, особливо в неусталеному режимі роботи, коли відбувається проковзування фрикційних поверхонь дотику півмуфт, через залежність часу зчеплення півмуфт від величини зведеного моменту інерції ведених мас, моменту сил опору, кутової швидкості обертання ведучого вала та часу вмикання. Це спонукало розробку нового класу раціональніших муфт.

Метою роботи є процес використання інерційності маси ведучої півмуфти та розроблення для цього нових конструкцій інерційно-вакуумних муфт для реалізації нових способів передавання обертального моменту від одного до іншого кінців валів в циклічному режимі роботи механічних приводів.

Реалізація роботи. На основі аналізу способів передавання обертального моменту і конструкцій муфт для їх реалізації, описаних у роботах [1-4], розроблені нові способи для реалізації таких процесів [5-7]. Суть способу [5, 6] полягає в тому, що контакт ведучої та веденої півмуфт і створення тертя між ними виконується осьовою силою, яка виникає за рахунок інерційності маси ведучої півмуфти, встановленої на ведучому валу на косих шліцах, або на несамогальмівній нарізі. Запропонований спосіб передачі обертального моменту забезпечує високу плавність вмикання муфти з одночасним зменшенням часу неусталеного режиму, що забезпечує зменшення динамічного навантаження на вали, а як наслідок, зменшення нагрівання поверхонь тертя та їх спрацювання. Такий спосіб [7] використовує в з'єднанні двох півмуфт розділення, яке створюється між ведучою і веденою півмуфтами. На основі вказаних нових способів передавання обертального моменту на даний час розроблені інерційно-вакуумні муфти [8, 9].

Муфта запобіжна інерційно-вакуумна [8] (рисунок 1), складається з ведучої півмуфти 1, виконаної у вигляді еластичної тарілки, закріпленої за допомогою фланця 2 та гвинтів 3 на стакані 4 з внутрішніми косими шліцями 5, розміщеними на проміжній втулці 6 з такими ж шліцями на зовнішній поверхні. Проміжна втулка розміщена на ведучому валу 7 за допомогою нарізі 8, витки якої направлені в протилежну сторону нахилу шліців. Стакан та проміжна втулка підпружинені на ведучому валу 7 пружинами стискання 9 і 10, відповідно, в протилежні сторони, причому пружність пружини 10 проміжної втулки в стані спокою більша пружності пружини 9 стакана. Зміна пружності пружин регулюється гайками 11 і 12. Ведуча півмуфта має перепускний клапан 13. На веденому валу 14 за допомогою гвинтів 15, шайби 16 та шпонки 17 закріплена ведена півмуфта 18, виконана у вигляді упорного диска.

Принцип роботи муфти такий. При вмиканні двигуна, на початку обертання ведучого вала, сила радіального опору в нарізевому з'єднанні менша ніж

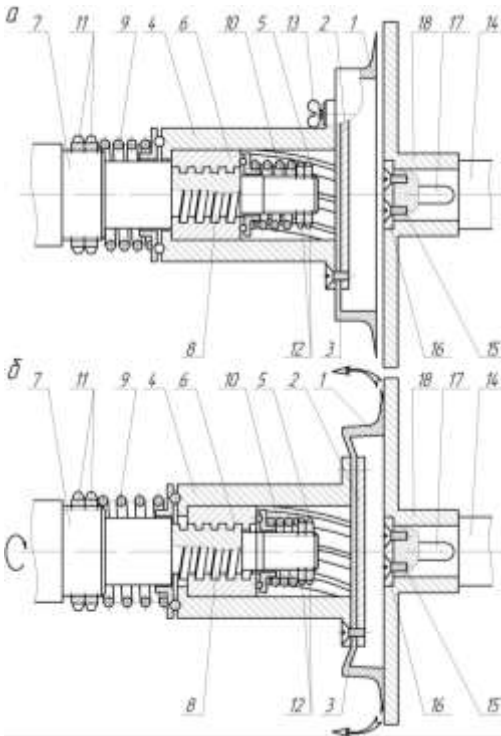


Рисунок 1 – Муфта запобіжна інерційно-вакуумна:
а – положення до роботи; б – робоче положення

сила радіального опору в шліцьовому з'єднанні з косими шліцями, тоді проміжна втулка з розміщеним на ній стаканом та ведучою півмуфтою під дією сили, що виникає від інерційності їх мас, зміщується на нарізі ведучого вала до контакту з торцевою поверхнею веденої півмуфти. При цьому еластична тарілка деформується і повітря витискається в атмосферу, а торцева поверхня притискається до торцевої поверхні веденої півмуфти. Далі, при обертанні ведучого вала і зміщенні проміжної втулки в крайнє положення, стакан під дією тієї ж сили, що виникає від інерційності мас ведучої півмуфти, зміщується від веденої півмуфти, повертаючи деформовану еластичну тарілку у вихідне положення. Завдяки цьому між ведучою і веденою півмуфтами виникає більше розрідження, яке забезпечує повне зчеплення півмуфт і муфта набуває робочого режиму.

При збільшенні обертального моменту на веденому валу, еластична тарілка деформується, щільність стику порушується і повітря з атмосфери попадає в зону розрідження між півмуфтами, що приводить до їх роз'єднання. Після цього, завдяки тому, що пружність пружини 10 проміжної втулки більша за пружність пружини 9 стакана, проміжна втулка з розміщеним на ній стаканом з ведучою півмуфтою повертається у початкове положення, що зумовлює в подальшому повернення в початкове положення стакана. Для роз'єднання ведучої і веденої півмуфт при нормальному режимі роботи муфти, порожнина між ними за допомогою перепускного клапана з'єднується з атмосферою. В наступному циклі вмикання двигуна процес зчеплення півмуфт повторюється.

В конструкції вище описаної запобіжної інерційно-вакуумної муфти ведуча півмуфта виконана у вигляді еластичної тарілки нестандартного виконання, однак для урізноманітнення технологічних можливостей та технічних характеристик інерційно-вакуумних муфт в їх конструкціях поряд з нестандартними еластичними елементами можуть використовуватись і класичні присоски різноманітних форм та виконань, так як принцип роботи таких муфт і схеми дії сил між їх ведучими і веденими елементами на принципі адгезії між контактними поверхнями будуть ідентичними.

На рисунку 2 показана схема присоски і дія в ній сил при передаванні оберта-

льного моменту з ведучого вала на ведений, де: P – складова сили інерції ведучої півмуфти; A – сила адгезії ведучої та веденої півмуфт; $F_{мер}$ – сила тертя між ведучою півмуфтою (присоскою) та веденою півмуфтою; M – обертальний момент.

Відповідно до принципу роботи муфти, після первинної деформації еластичної тарілки (присоски), і контакту її торцевої поверхні з поверхнею веденої півмуфти та витиснення повітря з під тарілки (присоски) між контактними поверхнями півмуфт виникає розрідження від складової сили інерції стакану

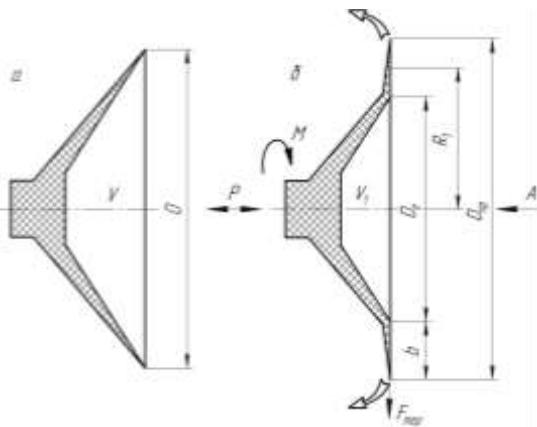


Рисунок 2 – Схема присоски і дія в ній сил при передаванні обертального моменту:
а – положення до роботи; б – робоче положення

$$P = mR\omega^2 \cos\alpha, \quad (1)$$

де m – маса стакану; R – радіус інерції центра ваги стакану; ω – номінальна кутова швидкість обертання ведучого вала; α – кут нахилу косих шліців стакану.

Нормальна сила притискання ведучого до веденого елемента муфти, що створюється адгезією між поверхнями контакту складає

$$N = mR\omega^2 \cos\alpha - P_{np}, \quad (2)$$

де P_{np} – сили пружності пружини і еластичної тарілки (присоски),

$$P_{np} = mR\omega_0^2 \cos\alpha, \quad (3)$$

де ω_0 – кутова швидкість обертання ведучого вала при якій будуть подолані сили пружності пружини та присоски.

Підставивши (3) у (2) отримуємо

$$N = mR \cos\alpha (\omega^2 - \omega_0^2). \quad (4)$$

Відомо [10], що

$$N = \pi(D_{np} - 2b)^2 / (4(p_a - p_1)), \quad (5)$$

де D_{np} – діаметр зовнішньої кромки присоски; b – ширина ущільнюючого поясочка; p_a – тиск довкільля; p_1 – тиск всередині порожнини присоски (еластичної тарілки).

Прирівнявши вирази (4) і (5), отримаємо

$$mR \cos\alpha (\omega^2 - \omega_0^2) = \pi(D_{np} - 2b)^2 / (4(p_a - p_1)). \quad (6)$$

З виразу (6) видно, що збільшення розрідження під присоскою (еластичною тарілкою), а відповідно, і нормальної сили притискання ведучого та веденого елементів муфти при сталих параметрах присоски і кутової швидкості обертання ведучого вала, можна добитися збільшенням маси стакану, що призводить до збільшення обертального моменту, що передається з ведучого вала на ведений і визначається з виразу

$$M = F_{мер}(D_{np} - b)/2 = Nf(D_{np} - b)/2, \quad (7)$$

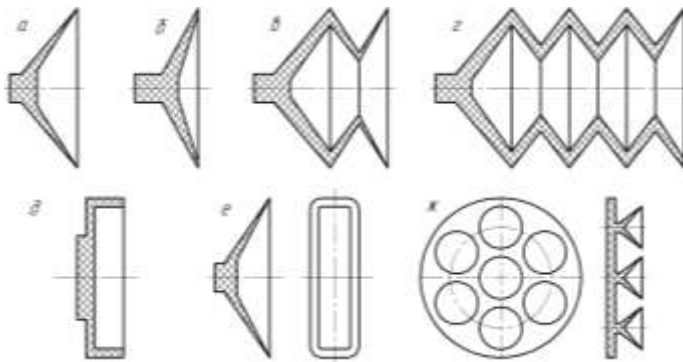


Рисунок 3 – Варіанти виконання присосок в інерційно-вакуумних муфтах: а – конусна глибока; б – конусна плоска; в – у вигляді одноступеневого сильфона; г – багатоступеневого сильфона; д – тарілчаста; е – еліпсоподібна; ж – складена

стосуванням жорсткої присоски в порівнянні з еластичною. Тому використання в конструкціях інерційно-вакуумних муфт присосок з різноманітною жорсткістю, як за матеріалом, з якого вони виготовлені, так і за формою їх виконання, показаних на рисунку 3, забезпечує урізноманітнення технічних характеристик та технологічних можливостей і вимог при роботі кінематичного ланцюга з такою муфтою.

Однак всі наведені варіанти виконання присосок, тобто варіанти виконання ведучих півмуфт в конструкціях інерційно-вакуумних муфт передбачають додатковий механізм притискання присосок (ведучих півмуфт) до контактних поверхонь ведених півмуфт і попереднього витиснення повітря з під присосок, що в свою чергу ускладнює конструкції муфт. Крім того для створення більшої величини розрідження під присоскою необхідний значний хід стакану на косих шліцах втулки. Тому запропонована конструкція присоски (ведучої півмуфти) у вигляді тарілчастої оберненої присоски підпружиненої в сторону веденої півмуфти пружиною стиснення (рисунок 4).

Конструктивні особливості та властивості присосок визначають характер функцій жорсткості інерційно-вакуумних муфт, а нелінійність муфт позитивно впливає на зниження резонансних амплітуд коливань. На рисунку 5 показані характеристики інерційно-вакуумних муфт з різними варіантами виконання присосок (ведучих півмуфт).

Із рисунка 5 видно, що характер функції муфти з тарілчастою оберненою присоскою, визначається насамперед конструктивними особливостями муфти, яка забезпечує створення розрідження під присоскою безпосередньо в момент вмикання ведучого вала та властивостями присоски, яка поряд з еластичністю має високу несучу здатність, що забезпечує передавання підвищеного обертового моменту.

На основі конструкції тарілчастої оберненої присоски розроблена конструкція муфти інерційно-вакуумної регульованої [9]. Вона (рисунок 6) склада-

де f – коефіцієнт тертя між поверхнями ведучого та веденого елементів муфти.

Крім того відомо [10], що нормальна сила притискання за рахунок адгезії поверхонь при однаковому розрідженні під присоскою буде більшою зі за-

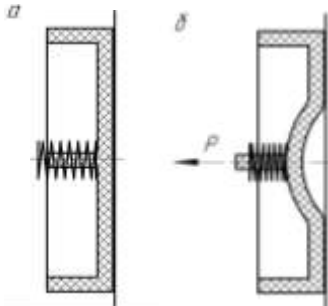


Рисунок 4 – Схема тарілчастої оберненої присоски: а – муфта в неробочому положенні; б – муфта в робочому положенні

ється із ведучої півмуфти 1, виконаної у вигляді еластичної тарілки з дном 2, яка серединою внутрішньої поверхні дна закріплена за допомогою гвинтів 3 та шайби 4 на підпружиненій, через упорний підшипник 5, пружиною 6 у втулці 7, і встановлена на ведучому валу 8 за допомогою несамогальмівної нарізі 9, витки якої направлені в сторону протилежну напрямку обертання ведучого вала 8. Пружність пружини 6 регулюється гайками 10. На нарізевій поверхні 11 ведучого вала розміщений обмежувач 12 ходу втулки з контргайкою 13. Ведуча півмуфта зовнішньою поверхнею дна знаходиться в постійному контакті з торцевою поверхнею веденої півмуфти 14, закріпленої за допомогою шайби 15, гвинтів 16 та шпонки 17 на веденому валу 18.

Принцип роботи муфти інерційно-вакуумної регульованої такої. В неробочому стані муфти ведуча та ведена півмуфти можуть вільно обертатись одна відносно одної. При вмиканні двигуна, в початковий момент обертання ведучого вала втулка під дією сили, що виникає від інерційності мас ведучої півмуфти, пересилюючи пружність пружини зміщується на несамогальмівній різьбі вздовж ведучого вала до контакту обмежувача ходу. В момент зміщення втулки, закріплене до неї серединою внутрішньої поверхні дна еластичної тарілки деформується в середній частині. Завдяки щільному приляганню крайніх торцевих зовнішніх поверхонь дна ведучої і веденої півмуфт, між ними виникає розрідження, яке приводить їх до зчеплення і передачі обертального моменту. Величина розрідження, а отже і сила зчеплення півмуфт, яка забезпечує величину обертального моменту, регулюється величиною ходу втулки за допомогою обмежувача. Відповідно при більшому хо-

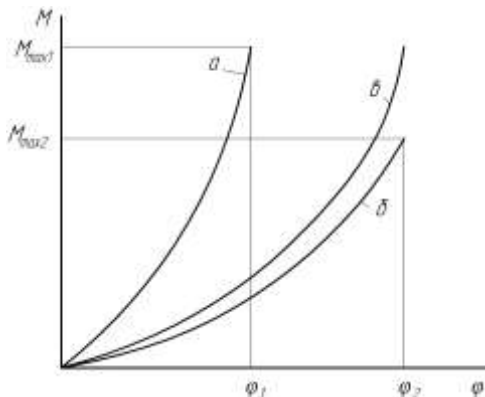


Рисунок 5 – Характеристики інерційно-вакуумних муфт з рівнозначним розрідженням під присоскою: а – з жорсткою присоскою; б – з еластичною присоскою; в – з тарічастою оберненою присоскою

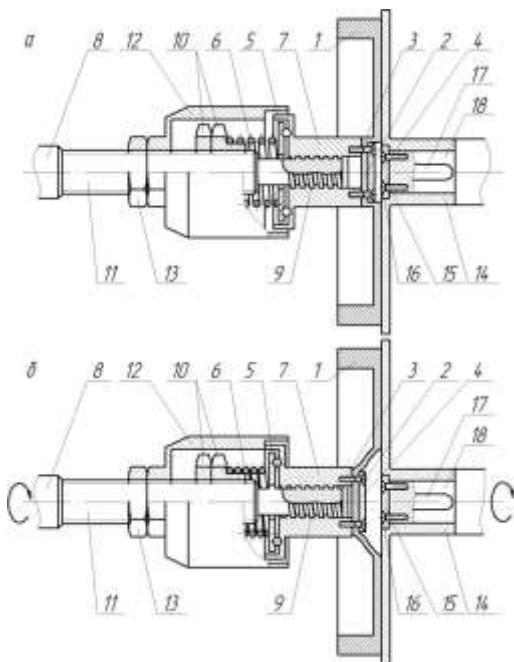


Рисунок 6 – Муфта інерційно-вакуумна регульована: а – положення до роботи; б – робоче положення

ді втулки відбувається більша деформація днища ведучої півмуфти, а отже створюється більше розрідження між півмуфтами, яке забезпечує передачу більшого обертового моменту.

В процесі роботи муфти, при збільшенні обертового моменту на веденому валу, крайні торцеві зовнішні поверхні днища еластичної тарілки деформуються і утворюються щілини через які повітря з атмосфери попадає в зону розрідження між півмуфтами, що приводить до їх роз'єднання. При нормальній роботі муфти, без перевантаження, роз'єднання відбувається при плановій зупинці ведучого вала, при цьому втулка під дією пружини на несамогальмівній нарізі повертається у вихідне положення, розрідження між півмуфтами зникає і вони роз'єднуються.

Муфта інерційно-вакуумна запобіжна здійснює передавання обертового моменту також силами тертя, що створюються на контактах поверхнях муфти за рахунок адгезії між ними. В такій муфті за рахунок конструктивного виконання ведучої півмуфти відсутнє часткове проковзування поверхонь дотику в початковий момент обертання ведучого валу, що виключає негативний вплив ефекту нагрівання поверхонь тертя. В таких муфтах в порівнянні, наприклад, з фрикційними муфтами відсутній час холостого ходу, під час якого відбувається проковзування поверхонь дотику півмуфт.

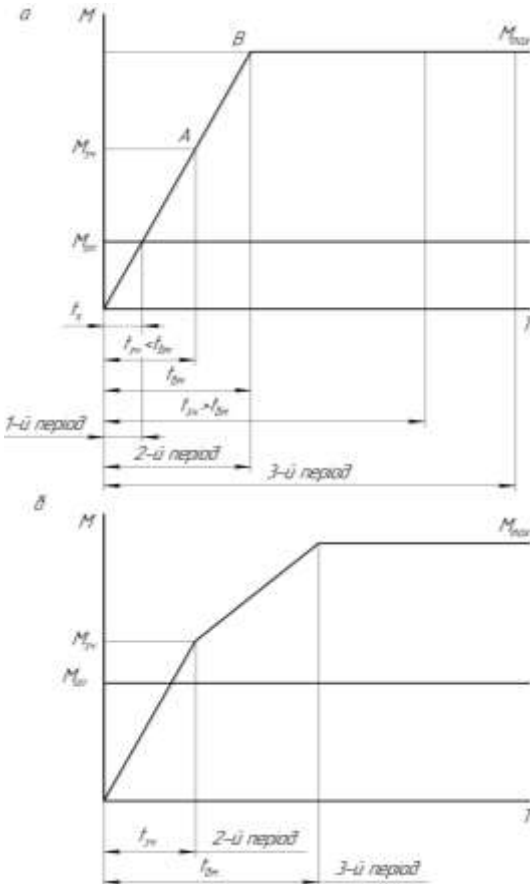


Рисунок 7 – Порівняльні характеристики залежності обертового моменту від часу при вмиканні муфти: а – фрикційної муфти; б – інерційно-вакуумної запобіжної муфти з тарілчастим обертним елементом

На рисунку 7 показані порівняльні характеристики залежності обертового моменту від часу вмикання фрикційної та інерційно-вакуумної запобіжної муфти, де: M_{on} – момент сил опору; M_{sk} – момент зчеплення муфти; M_{max} – максимальний обертовий момент; t_x – час холостого ходу; t_{sk} – час зчеплення муфти; t_{amk} – час повного вмикання муфти.

З графіків видно, що час холостого ходу t_x в початковий момент обертання ведучого вала, тобто в перший період вмикання муфти, який характеризується проковзуванням контактних поверхонь в фрикційній муфті, в інерційно-вакуумній муфті відсутній. У фрикційній муфті зче-

плення ведучої та веденої півмуфт відбувається до точки B (рисунок 7,а), після чого муфта обертається як одне ціле. Крім того у фрикційній муфті час зчеплення, який залежить від величини зведеного моменту інерції ведених мас, моменту сил опору, кутової швидкості обертання ведучого вала та часу вмикання, може бути меншим часу вмикання, або більшим часу вмикання, що призводить до проковзування поверхонь контакту півмуфт і, відповідно, нагрівання поверхонь тертя. У інерційно-вакуумній муфті перший період, подібно до фрикційної муфти, відсутній, а зчеплення півмуфт відбувається відразу у другому періоді за час $t_{зч}$ до досягнення муфтою моменту зчеплення $M_{зч}$, більшого моменту опору $M_{он}$ з подальшим його зростанням до максимального обертального моменту M_{max} , причому зростання моменту від $M_{зч}$ до M_{max} відбувається більш плавно за рахунок пружності тарілчастого елемента.

Запропоновані муфти інерційно-вакуумні можуть бути використані в кінематичних ланцюгах при передачі обертальних моментів з швидкохідних валів, особливо при роботі кінематичних ланцюгів в циклічних режимах.

Висновки:

1. Розроблено конструкції та проведено попередній аналіз жорсткості, демпфуючої здатності та енергоємності пружних елементів, які можуть бути застосовані в інерційно-вакуумних муфтах швидкохідних приводах різноманітних машин і механізмів циклічної дії, де потрібно мати плавний запуск без проковзування поверхонь півмуфт.

2. Розглянуто будову та принцип роботи нових запатентованих інерційно-вакуумних муфт з пружними елементами особливої конструкції, що здатні передавати енергію двигуна за рахунок використання інерційності маси ведучої півмуфти та сил адгезії виконавчих елементів муфти.

3. Запропоновані муфти є об'єктами подальших досліджень з метою їх впровадження у швидкохідних приводах різноманітних машин і механізмів циклічної дії.

Список літератури: 1. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В.О. Малащенко. – Львів: НУ "Львівська політехніка", 2009. – 196с. 2. Малащенко В.О. Кулькові механізми вільного ходу / В.О. Малащенко, П.М. Гацук, О.І. Сороківський, В.В. Малащенко. – Львів: Новий Світ-2000, 2012. – 212с. 3. Іванов М.Н. Детали машин / Іванов М.Н. – М.: "Высшая школа", 1984. – 336с. 4. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: "Машиностроение", 1989. – 496с. 5. Пат. 54454 Україна, МПК F16D 13/00. Спосіб передачі крутного моменту муфтою [Текст] / Федорук В.А., Стрілець О.Р., Стрілець В.М., Федорук М.Л., Бондарчук Б.В.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – ш№201005421; заявл. 05.05.10; опубл. 10.11.10, Біол. №21, 2010р. 6. Пат. 76015 Україна, МПК F16D 13/00, F16D 43/00 Спосіб передачі обертального моменту муфтою [Текст] / Федорук В.А., Малащенко В.О., Стрілець О.Р., Стрілець В.М.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – ш№201205566; заявл. 07.05.12; опубл. 25.12.12, Біол. №24, 2012р. 7. Пат. 63039 Україна, МПК F16D 13/00. Спосіб передачі крутного моменту [Текст] / Федорук В.А., Федорук С.Л., Стрілець О.Р., Стрілець В.М.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – ш№201102344; заявл. 28.02.11; опубл. 26.09.11, Біол. №18, 2011р. 8. Пат. 63809 Україна, МПК F16D 13/00. Муфта запобіжна інерційно-вакуумна [Текст] / Федорук В.А., Федорук С.Л., Стрілець О.Р., Стрілець В.М.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – ш№201102478; заявл. 02.03.11; опубл. 25.10.11, Біол. №20, 2011р. 9. Пат. 63058 Україна, МПК F16D 13/00. Муфта інерційно-вакуумна регульована [Текст] / Федорук В.А., Федорук С.Л., Стрілець О.Р., Стрілець В.М.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – ш№201102473; заявл. 02.03.11; опубл. 26.09.11, Біол. №18, 2011р. 10. Якимчук М.В. Дослідження зусиль утримання упаковок вакуумними захоплюючими пристроями / М.В. Якимчук // Харчова промисловість. – №10. – 2011. – С.240-245.

Надійшла до редколегії 19.04.2013

УДК 621.01.(075.8)

Передавання енергії та динамічні характеристики приводів з автоматичними інерційно-

вакуумными муфтами / В.О. Малащенко, В.А. Федорук // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.64-72. – Бібліогр.: 10 назв.

Приведены новые способы передачи крутящего момента инерционно-вакуумными муфтами за счет инерционности масс их элементов и соединения валов способом адгезии полумуфт. Описаны конструкции инерционно-вакуумных муфт для реализации новых способов передачи крутящего момента и особенности динамических характеристик муфт в различных формах исполнения.

Ключевые слова: инерционно-вакуумная муфта, привод, динамическая характеристика.

The new methods of torque transmitting by inertial-vacuum clutches due to weights inertia of its elements and shaft connections by half clutches adhesion are shown. The design of inertial-vacuum clutches for new ways of torque transmitting realization and peculiarities of dynamic characteristics of clutches of various forms are described.

Keywords: inertial-vacuum clutch, drive, dynamic characteristics.

УДК 621.01.833

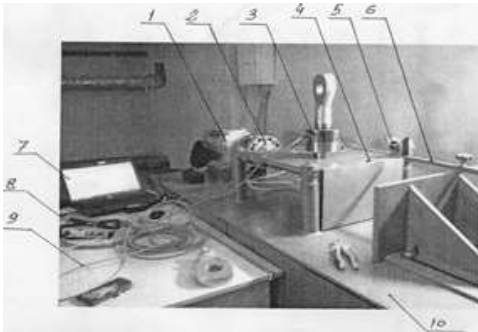
Х.Д. МУСТАФАЕВ, к.т.н., докторант каф. металловедения и механики машин АзАСУ, Баку, Азербайджан

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ОСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА СТОЛА ОТКЛЮЧЕНИЕМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

В работе рассматривается динамика остановки стола электромеханического привода механической машины.

Ключевые слова: привод, динамика, механика, электромеханика, машина.

Точная обработка деталей на металлорежущих станках тесно связана точной координатной перестановки исполнительного органа (например, станка) относительно инструмента или наоборот. Например, при обработке отверстий в сверлильных станках точное межосевое расстояние обеспечивается методом точного перемещения заготовки относительно сверла или наоборот.



Под точностью остановки стола понимается колебания выбега стола. А выбег – это есть путь, пройденный столом после отключения движения электродвигателя и приложения тормозного момента. Чем меньше выбег и диапазон его колебания, тем выше точность остановки стола.

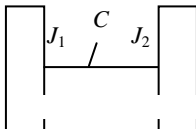
В настоящей работе исследуются влияние конструктивных элементов, возбуждающих сил и сил трения на динамику останова стола электромеханического привода (рисунок 1).

Рисунок 1 – Экспериментальная установка:
1 – мотор-редуктор; 2 – датчик крутящего момента; 3 – датчик усилий; 4 – стол; 5 – конечный выключатель; 6 – ограничитель перемещения; 7 – ноутбук; 8 – гуантпум; 9 – соединительные кабели; 10 – стол-подставка для размещения приборов

Электромеханический привод стола* приведен к двухмассовой динамической модели (рисунок 2).

Электромеханический при-

вод стола* приведен к двухмассовой динамической модели (рисунок 2).
Выбег стола определяется по формуле $\Delta l = S / (2\pi i) \varphi_2$, где φ_2 – угол поворота массы с моментом инерции J_2 ; S – шаг ходового винта; i – общее передаточное отношение.



© Х.Д. Мустафасев, 2013

Для определения углов поворота φ_1 и φ_2 масс с моментом инерции J_1 и J_2 необходимо решать дифференциальные уравнения движения привода стола, составленных с учетом влияющих факторов.

*Электромеханический привод стола был спроектирован, изготовлен и испытан под руководством д.т.н., профессора Х.С. Самидова с участием докторанта Х.Д. Мустафаева.

Рассмотрим сначала остановку стола отключением электродвигателя.

Запишем уравнение движения динамической модели (рисунок 1):

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_c. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Принимаем обозначения:

$$a = \beta/J_1; \quad d = c/J_1; \quad h = \beta/J_2; \quad q = c/J_2. \quad (2)$$

При наличии комплексных корней характеристического уравнения, общее решение уравнения без правой части будет:

$$\psi_1 = E_1 + E_2 t + (J_2/J_1)E_3 e^{-nt} \cos pt - (J_2/J_1)E_4 e^{-nt} \sin pt; \quad (3)$$

$$\psi_2 = E_1 + E_2 t + E_3 e^{-nt} \cos pt + E_4 e^{-nt} \sin pt; \quad (4)$$

где $n = \beta(J_1 + J_2)/(2J_1 J_2)$; $p = \sqrt{(4J_1 J_2 c(J_1 + J_2) - \beta(J_1 + J_2)^2)/(2J_1 J_2)}$.

Частное решение уравнения (1) будем искать в виде:

$$\bar{\psi}_1 = d_1(t^2/2) + \beta_1; \quad \bar{\psi}_2 = d_2(t^2/2) + \beta_2. \quad (5)$$

Подстановка выражения (5) в уравнении (1) приведет к равенствам:

$$d_1 + a(d_1 - d_2)t + d[(d_1 - d_2)(t^2/2) + \beta_1 - \beta_2] = 0; \quad (6)$$

$$d_2 - h(d_1 - d_2)t + q[(d_1 - d_2)(t^2/2) + \beta_1 - \beta_2] = M_c/J_2.$$

Используя начальные условия отключения электродвигателя $t=0$, $\varphi_1=0$, $\varphi_2=0$, найдем уравнения для определения коэффициентов d_1 , d_2 , β_1 , β_2 :

$$a(d_1 - d_2) = 0; \quad d_1 + d(\beta_1 - \beta_2) = 0; \quad d_2 - q(\beta_1 - \beta_2) = -M_c/J_2. \quad (7)$$

Из этих уравнений получим:

$$d_1 = d_2 = -M_c/(J_1 + J_2); \quad \beta_1 = \beta_2 = J_1 M_c / c(J_1 + J_2). \quad (8)$$

Таким образом, частное решение уравнения будет:

$$\psi_1 = -M_c/(J_1 + J_2) \cdot t^2/2 + J_1 M_c / c(J_1 + J_2); \quad \psi_2 = -M_c/(J_1 + J_2) \cdot t^2/2 + J_1 M_c / c(J_1 + J_2). \quad (9)$$

Общее решения уравнения (1) $\varphi_1 = \psi_1 + \bar{\psi}_1$ и $\varphi_2 = \psi_2 + \bar{\psi}_2$ будет:

$$\varphi_1 = E_1 + E_2 t + \frac{J_1 M_c}{c(J_1 + J_2)} - \frac{M_c}{J_1 + J_2} \cdot \frac{t^2}{2} - \frac{J_2}{J_1} E_3 e^{-nt} \cos pt - \frac{J_2}{J_1} E_4 e^{-nt} \sin pt; \quad (10)$$

$$\varphi_2 = E_1 + E_2 t + \frac{J_1 M_c}{c(J_1 + J_2)} - \frac{M_c}{J_1 + J_2} \cdot \frac{t^2}{2} + E_3 e^{-nt} \cos pt + E_4 e^{-nt} \sin pt.$$

Используя начальные условия отключения электродвигателя $t=0$, $\varphi_1=\varphi_0$, $\varphi_2=\varphi_0$, $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_0 = \omega$ найдем уравнения для определения произвольных постоянных E_1 , E_2 , E_3 , E_4 :

$$\left. \begin{aligned} E_1 - (J_2/J_1)E_3 + J_1M_c/c(J_1 + J_2) &= \varphi_0; \\ E_1 + E_3 &= 0; \\ E_2 - (J_2/J_1)pE_4 + (J_2/J_1)nE_3 &= \omega; \\ E_2 + pE_4 - nE_3 &= \omega. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Решая систему уравнений (11), получим:

$$\begin{aligned} E_1 &= (J\varphi_0c(J_1 + J_2) - J_1^2M_c)/c(J_1 + J_2)^2; \quad E_2 = \omega; \\ E_3 &= \frac{J_1^2M_c - J\varphi_0c(J_1 + J_2)}{c(J_1 + J_2)^2}; \quad E_4 = \frac{E_3n}{p} = \frac{[J_1^2M_c - J_1\varphi_0c(J_1 + J_2)]n}{c(J_1 + J_2)^2}. \end{aligned} \quad (12)$$

Таким образом, для выражения $\Delta l = S/(2\pi u)\varphi_2$ – выбега стола в случае отключения электродвигателя, получим вид:

$$\Delta l = \frac{S}{2\pi u} \left\{ \frac{J_1^2M_c - J\varphi_0c(J_1 + J_2)}{c(J_1 + J_2)^2} \left[e^{-nt} \cos pt + \frac{n}{p} e^{-nt} \sin pt - 1 \right] - M_c/(J_1 + J_2) \cdot t^2/2 + \omega t \right\}. \quad (13)$$

Анализ решения и полученных результатов. Как видно из формулы (13), выбег привода стола зависит от всех рассматриваемых факторов. Зависимости выражаются сложными функциями, представить которые аналитически в явном виде весьма затруднительно. С целью наглядности представления характера влияния различных факторов на величину выбега стола, построены графики зависимостей $\Delta l = f(v_c)$; $\Delta l = f(c)$; $\Delta l = f(J_2)$ и $\Delta l = f(M_g M_c)$. Графики построены по основным конструктивным параметрам привода стола.

Построенные графики и сделанные аналитические расчеты дают возможность проследить за характерами влияния рассматриваемых факторов на выбег стола.

Влияние скорости перемещения стола на его выбег. При теоретическом исследовании влияния скорости перемещения стола на его выбег избран следующий диапазон скорости перемещения стола $v_c = 0,7 \div 40$ мм/с.

Как видно из графика на рисунке 3, выбег увеличивается с увеличением скорости перемещения стола v_c , с которой начинается его остановка. Зависимость $\Delta l = f(v_c)$ в области небольших скоростей порядка $0 \div 4,0$ мм/с носит линейный характер, а при $v_c = 4,0$ мм/с и выше она имеет параболический характер. Это явление следует объяснить тем, что выбег стола Δl зависит от кинетической энергии, которая в свою очередь пропорциональна квадрату скорости перемещения.

Влияние приведенных моментов инерции ведомых масс на выбег стола. Величина приведенных моментов инерции J_2 , как видно из формулы (13), оказывает большое влияние на выбег стола (рисунок 4).

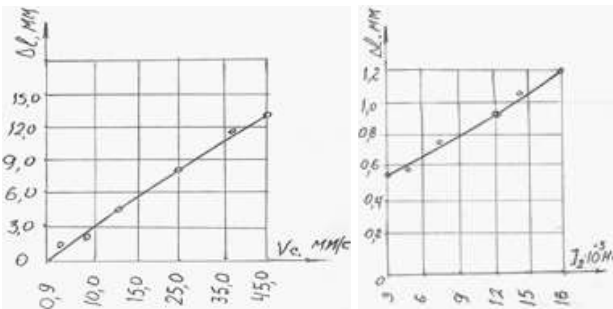


Рисунок 3 – Влияние скорости движения стола на его выбег

Рисунок 4 – Влияние приведенного момента инерции на выбег стола

Во многих машинах момент инерции ведущих масс, в основном, остается

постоянным, поэтому здесь рассматривается только влияние приведенных моментов инерции ведомых масс на выбег стола. Более заметное увеличение выбега стола при низких скоростях начинается с $J_2 \geq (0,8 \div 1,0) J_1$. На высоких скоростях выбега стола резко возрастает уже при $J_2 \geq (0,3 \div 0,4) J_1$. Это явление объясняется тем, что величина выбега пропорциональна кинетической энергии привода. В величине кинетической энергии привода решающую роль играет скорость $T = 1/2 J \omega^2$.

При теоретическом исследовании влияния моментов инерции ведомых масс на выбег стола избран следующий диапазон $J_2 = (2 \cdot 10^{-4} \div 16 \cdot 10^{-4}) \text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$.

Такой диапазон изменения моментов инерции ведомых масс охватывает довольно большое количество приводов металлорежущих станков.

Рисунок 5 дает наглядное представление о характере влияния J_2 на величину выбега стола. С увеличением момента инерции ведомых масс увеличивается величина выбега. Это явление следует объяснить тем, что при постоянных силах сопротивления выбег стола зависит от кинетической энергии, которая в свою очередь, прямо пропорциональна моменту инерции движущихся масс привода стола.

С увеличением соотношения $J = J_2/J_1$, так называемого коэффициента инерционности привода, увеличивает интенсивность влияния приведенного момента инерции J_2 на величину выбега стола. Наименьший выбег стола можно получить при соответствующем выборе по предложенным формулам J_1 и J_2 .

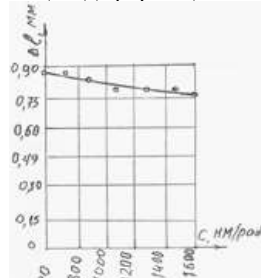
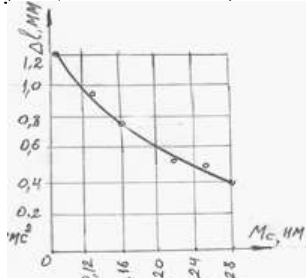
Влияние момента сил сопротивления на выбег стола. Выбег стола в значительной мере зависит от величины сил сопротивления системы и прикладываемых тормозных моментов.

Вопросу влияния момента сил сопротивления и различных видов торможения на величину выбега исполнительного органа машин уделено большое внимание в работах [1-3].

Из рисунка 5 видно, что при увеличении момента сил сопротивления в определенном интервале $0 \div 0,16 \text{Н} \cdot \text{м}$ происходит резкое изменение величины выбега стола, а затем кривая $\Delta l = f(M_c)$ плавно приближается к оси абсцисс.

Влияние приведенной жесткости привода на выбег стола. Под приведенной жесткостью привода стола принимаем сопротивляемость деталей привода крутильным деформациям, возникающим в них под действием внешних сил и нагрузок, приведенных к валу электродвигателя. Степень жесткости характеризуется коэффициентом жесткости $C = M/\phi$, где C – коэффициент крутильной жесткости, $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$, ϕ – деформация связи, выраженная углом поворота сечения связи, рад; M – крутящий момент $\text{Н} \cdot \text{м}$, вызывающий деформацию.

Вопросу влияния жесткости на конструктивные и эксплуатационные параметры машин посвящено большое количество работ, например, [2, 3].



Из теоретического анализа видно, что жесткость является одним из решающих факторов, влияющих на величину выбега. Установлено, что жесткость системы является источником разрывных колебаний, которые в свою очередь вызывают расширение поля рассеяния выбега исполнительного органа стола.

Рисунок 5 – Влияние приведенного момента сил на выбег стола

Рисунок 6 – Влияние приведенной жесткости системы на выбег стола

В результате теоретического и экспериментального исследований влияние приведенной жесткости электропривода стола построен график (рисунок 6).

Из графика видно, что при малой жесткости привода порядка $C=(10\div 20)\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ происходит более заметное увеличение выбега стола. Это явление следует объяснить тем, что при пониженной жесткости происходят значительные упругие деформации в приводе, которые после остановки задающего устройства (электродвигателя), частично снимаются, что вызывает дополнительные перемещение стола.

Выводы:

1. Выведены формулы аналитического исследования динамики останова привода стола отключением электродвигателя.

2. Функция зависимости выбега стола от скорости его движения $\Delta l=f(v_c)$ в области небольших скоростей порядка $0\div 4\text{мм}/\text{с}$ носит линейный характер, а при $v_c=4,0\text{мм}/\text{с}$ и выше она имеет параболический характер.

3. Заметное увеличение выбега стола при низких скоростях начинаются с $J_2\geq(0,8\div 1,0)J_1$, а на высоких скоростях выбега стола резко возрастает уже при $J_2\geq(0,3\div 0,4)J_1$.

4. При малой жесткости привода порядка $C=(10\div 20)\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ происходит более заметное увеличение выбега стола.

Список литературы: 1. *Вейц В.Л., Кочура А.Е.* Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1976. – 383с. 2. *Кедров С.С.* Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 198с. 3. *Кудинов В.А.* Динамика станков. – М.: Машгиз, 1967. – 359с. 4. *Пуш В.Э.* Малые перемещения в станках. – М.: Машгиз, 1961. – 124с. 5. *Самидов Х.С., Самидов Э.Х.* Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Нурлан, 2003. – 622с.

Поступила в редакцию 03.05.2013

УДК 621.01.833

Исследование динамики останова электромеханического привода стола отключением электродвигателя / Х.Д. Мустафаев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного привоу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.72-76. – Бібліогр.: 5 назв.

У роботі розглядається динаміка зупинки столу електромеханічного привоу механічної машини.

Ключові слова: привід, динаміка, механіка, електромеханіка, машина.

It is compiled dynamic electromechanically transfers of technological machines.

Keywords: drive, dynamics, mechanic, electromechanic, machine.

УДК 621.833

А.А. МУХОВАТЫЙ, к.т.н., старший преподаватель каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск

ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ СИНТЕЗА ИСХОДНОГО КОНТУРА ЗУБЬЕВ НЕЭВОЛВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ВЫСОКИМИ ЗНАЧЕНИЯМИ КРИТЕРИЕВ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

Предложен новый метод синтеза исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач, дан пример синтеза исходного контура и проведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности неэвольвентной и эвольвентной зубчатых передач.

Ключевые слова: исходный контур, критерии, зубчатая передача, синтез, анализ.

Актуальность задачи. Зубчатые передачи широко распространены в приводах и трансмиссиях современных машин. Поэтому актуальными являются исследования, направленные на создание зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью, которая, при прочих, равных условиях в основном определяется геометрией рабочих поверхностей зубьев, зависящей от геометрических параметров исходного контура, применяемого для профилирования зубьев зацепляющихся колес. Это подтверждает также актуальность разработки методов синтеза исходного контура зубьев зубчатых передач с высокими критериями нагрузочной способности, определяющими прочность, износостойкость, энергоёмкость и задиростойкость передач зацеплением.

Анализ литературы. Известны исследования по разработке неэвольвентных зубчатых передач с высокими критериями нагрузочной способности [1-7]. Среди таких исследований следует выделить разработки неэвольвентных зубчатых передач на базе исходных контуров синтезируемых по значениям критериев нагрузочной способности этих передач и геометрическим параметрам, характеризующим геометрию исходного контура [1], путем решения дифференциальных уравнений. В связи с этим очень важными являются исследования по созданию новых методов синтеза исходных контуров зубьев передач с высокими критериями нагрузочной способности.

Цель статьи. Разработать новый метод синтеза геометрических параметров исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач, обладающих высокими значениями критериев нагрузочной способности, определить параметры исходного контура с использованием данного метода, и произвести сравнительный анализ значений критериев нагрузочной способности неэвольвентной и эвольвентной зубчатых передач.

Материалы и результаты исследований.

1. Математическая модель синтеза и синтез исходного контура.

При синтезе исходных контуров по заданным значениям критериев нагрузочной способности установлено, что значения второй производной функции $f_2(f_1)$, которая описывает профиль исходного контура в пределах поля зацепления, изменяется, как это представлено на рисунке 1.

Изображенный на рисунке 1 график приближенно является графиком функции

$$(f_2'')^{\lambda_1} f_1 = c, \quad (1)$$

или

$$f_2'' = \frac{c^{\lambda}}{f_1^{\lambda}},$$

где λ_1 – показатель степени; c –

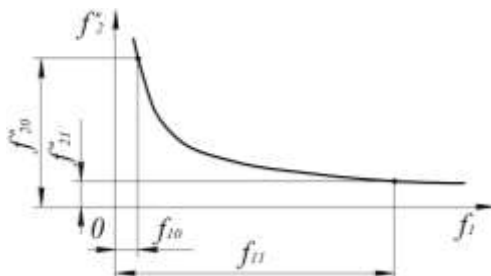


Рисунок 1 – Значения f_2'' второй производной функции f_2 ($0 < f_1 \leq 1$)

постоянная величина.

Поэтому в качестве основы синтеза исходного контура по заданным значениям критериев нагрузочной способности можно принять уравнение (1). Функцию f_2 можно определить, интегрируя (1). В результате интегрирования получаем

$$f_2' = \frac{c^\lambda}{1-\lambda} f_1^{1-\lambda} + c_1; f_2 = \frac{c^\lambda}{(1-\lambda)(2-\lambda)} f_1^{2-\lambda} + c_1 f_1 + c_2, \quad (2)$$

где $\lambda = 1/\lambda_1$; c_1, c_2 – постоянные интегрирования; f_2' – первая производная функции f_2 по f_1 .

При определении c_2 можно положить $f_2=0$ при $f_1=0$, т.е. $c_2=0$. Для определения λ надо задать значение f_2'' в двух точках профиля исходного контура, например, в точках f_{10} и f_{11} (рисунок 2).

Эти значения на рисунке 1 обозначены f_{20}'' и f_{21}'' . Тогда, используя первое равенство (1), будем иметь

$$\lambda = \frac{\ln f_{20}'' - f_{21}''}{\ln f_{10} - \ln f_{11}}. \quad (3)$$

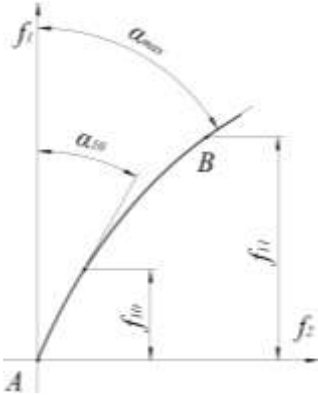


Рисунок 2 – Профиль f_2 исходного контура

Значение f_1 при разработке исходного контура можно принять в пределах $f_{10} \leq f_{11} \leq h_a^*$ (h_a^* – высота головки зуба рейки при модуле $m=1$ мм), а f_{10} можно задавать в пределах $0,01 \leq f_{10} \leq 0,1$. Как правило h_a^* принимается равным единице, и при создании исходного контура можно принять это значение. По предварительным данным значение профильного угла исходного контура при $f_1=f_{10}$ можно принять $7^\circ \leq \alpha_{10} \leq 25^\circ$, а максимальное значение профильного угла при $f_1=f_{11} - 28^\circ \leq \alpha_{\max} \leq 36^\circ$.

Выбор значений этих углов ограничивается условиями заострения зубьев колес и минимальным значением коэффициента перекрытия (толщина вершины зуба колеса должна иметь значения $S_a \geq (0,2 \dots 0,4)m$, а коэффициент перекрытия – $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$).

Значение второй производной f_2'' функции f_2 равно [8]

$$f_2'' = \frac{\zeta'}{(1-\zeta^2)^{1,5}}, \quad (4)$$

где $\zeta = \sin \alpha$, а ζ' – первая производная ζ по f_1 .

Производная ζ' определяется из дифференциального уравнения и его решения, используемого при синтезе исходного контура по заданному значению критерия нагрузочной способности:

– по заданному значению относительной силы трения скольжения в зацеплении ($f < 1$)

$$\zeta' = \frac{(1 - \bar{f}^{1,67}) \bar{\varepsilon}}{f_1}; \quad (5)$$

– по заданному значению относительных потерь в зацеплении ($\bar{P} < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - P_0 \zeta^{1,67})}{f_1}, P_0 = \left(\frac{\bar{P}}{\sin \alpha_\varphi} \right)^{1,67}; \quad (6)$$

– по заданному значению относительной толщины масляного слоя ($\bar{h}_{mc} > 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - h_0 \zeta^{0,74})}{f_1}, h_0 = \left[\bar{h}_{mc} (\sin \alpha_\varphi)^{1,15} \right]^{0,645}; \quad (7)$$

– по заданному значению относительной удельной работы сил трения ($\bar{dA} < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - A_0 \zeta^{1,21})}{f_1}, A_0 = \left(\frac{\bar{dA}}{\sin^2 \alpha_\varphi} \right)^{0,625}; \quad (8)$$

– по заданному значению относительного износа зубьев ($\bar{h}_u < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - h_{u0} \zeta^{0,91})}{f_1}, h_{u0} = \left(\frac{\bar{h}_u}{\sin^2 \alpha_\varphi} \right)^{0,45}; \quad (9)$$

– по заданному значению относительного критерия заедания ($\bar{K}_3 < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - K_0 \zeta^{0,47})}{f_1}, K_0 = \left(\frac{\bar{K}_3}{(\sin \alpha_\varphi)^{0,75}} \right)^{0,625}. \quad (10)$$

Значения величин с черточкой сверху при синтезе необходимо задавать. Можно так же задать значения f_{20} и f_{21} $0 < f_{20} \leq 3$, $0,1 \leq f_{21} \leq 0,4$ и из (1), (2) и (3) определить параметры исходного контура.

Порядок определения геометрических параметров исходного контура можно представить следующим образом:

– задаем значение критерия нагрузочной способности (в (5-10) величину с черточкой сверху);

– задаем α_{10} и α_{\max} ;

– из дифференциального уравнения определяем ζ' при α_{10} и α_{\max} и при f_{10} и f_{11} ;

– f_{11} из второго равенства (1) определяем " c^λ ";

– из (4) определяем f_{20} и f_{21} ;

– из (1), (2) и (3) определяем параметры профиля исходного контура.

2. Синтез исходного контура. Разработать исходный контур для следующих данных:

– исходный контур обеспечивает снижение энергоемкости на 10% ($\bar{f} = 0,9$ (5)) в сравнении с эвольвентными передачами;

– $\alpha_{10} = 20^\circ$, $f_{10} = 0,05$, $\alpha_{\max} = 32^\circ$, $f_{1\max} = 1$ ($\zeta_0 = 0,342$, $\zeta_{\max} = 0,53$).

Используя формулу (5), определяем

$$\zeta_0 = \frac{(1 - \bar{f}^{1,67}) \cdot \zeta_0}{f_{10}} = \frac{(1 - 0,9^{1,67}) \cdot 0,342}{0,05} = 1,10352, \quad \zeta_1 = \frac{(1 - \bar{f}^{1,67}) \cdot \zeta_{\max}}{f_{1\max}} = \frac{(1 - 0,9^{1,67}) \cdot 0,53}{1} = 0,08551.$$

По формуле (4) получаем

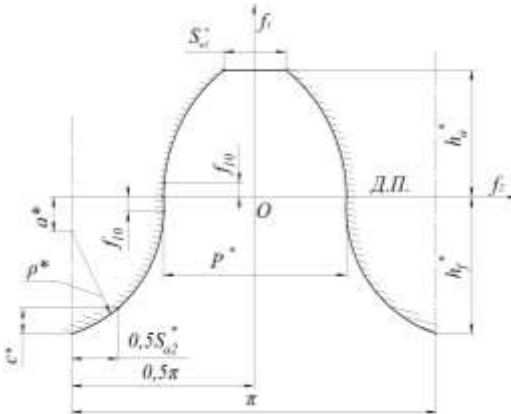


Рисунок 3 – Исходный контур
(ДП – делительная прямая, $m=1\text{мм}$)

$$f_{20}'' = \frac{\zeta_0}{(1-\zeta_0^2)^{1,5}} = \frac{1,10352}{(1-0,342^2)^{1,5}} = 1,32994 \approx 1,33, f_{21}'' =$$

Применяя изложенный выше метод синтеза исходного контура, имеем

$$f_2'' = 0,14 f_1''^{-0,75}, f_2' = 0,56 f_1''^{0,25} + 0,099, f_2 =$$

На рисунке 3 изображен профиль исходного контура, а в таблице 1 его геометрические параметры.

Заметим, что максимальное значение угла профиля исходного контура $\alpha_{\max}=33,39^\circ$. Его можно уменьшить, уменьшая α_{10} . Профиль

исходного контура в промежутке $-0,05 \leq f_1 \leq 0,05$ можно очертить прямой, дугой окружности или другой кривой [7].

3. Сравнительный анализ значений критериев нагрузочной способности. Рассмотрим зубчатую передачу:

- число зубьев шестерни $z_1=20$ и колеса $z_2=80$;
- радиус начального цилиндра шестерни $R_1=10\text{мм}$ и колеса $R_2=40\text{мм}$;

Таблица 1 – Параметры исходного контура (в долях модуля)

f_{10}	α_{10}	h_a^*	h_f^*	ρ^*	c^*	S_{a1}^*	S_{a2}^*	P^*	a^*
0,05	20°	1,0	1,13445	0,29900	0,13445	0,45430	0,49930	1,54830	0,83545

Примечания: 1. Боковой зазор в зацеплении зубчатых колес $0,045m$;

2. Коэффициент перекрытия при зацеплении реек $\varepsilon_x=1,32$.

- исходный контур незвольвентных зубьев с параметрами таблицы 1;
- исходный контур эвольвентных зубьев с профилейным углом $\alpha_3=20^\circ$;
- приведенный модуль упругости $E_{np}=2,1 \cdot 10^5 \text{Н/м}^2$;
- твердость зубьев $HB=2500\text{Н/м}^2$;
- шероховатость рабочих поверхностей зубьев $R_a=3,2 \cdot 10^{-4}\text{мм}$.

Используя результаты работы [8] для определения критериев нагрузочной способности незвольвентной (исходный контур см. таблицу 1) и эвольвентной зубчатых передач, получим данные, представленные в таблице 2 и на графиках (рисунок 4 и рисунок 5).

Таблица 2 – Относительные значения критериев нагрузочной способности

f_1	\bar{V}^{-12}	\bar{V}_z	$\bar{\eta}_1$	$\bar{\eta}_2$	\bar{x}	$\bar{\Delta P}$	\bar{h}_{mc}	\bar{K}_s	\bar{dA}_1	\bar{dA}_2	\bar{h}_{u1}	\bar{h}_{u2}	$\bar{\Theta}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
-0,05	0,9999	1,1947	0,8406	0,8332	0,7005	0,8547	1,3176	0,7154	0,7185	0,7122	0,6142	0,6087	1,4275
-0,1	0,8939	1,3503	0,6739	0,6492	0,6126	0,7459	1,52	0,575	0,5719	0,5509	0,4772	0,4597	1,6051
-0,15	0,8369	1,456	0,5944	0,5531	0,5609	0,686	1,6631	0,5026	0,5016	0,4668	0,4112	0,3826	1,7315
-0,2	0,7988	1,5406	0,5455	0,4882	0,5224	0,6442	1,7825	0,4538	0,4574	0,4094	0,3689	0,3302	1,8411
-0,25	0,7706	1,6136	0,5115	0,4386	0,4902	0,6116	1,8907	0,4166	0,4257	0,365	0,3379	0,2897	1,9455
-0,3	0,7484	1,6797	0,4862	0,398	0,4615	0,5844	1,9937	0,386	0,401	0,3282	0,3131	0,2563	2,051
-0,35	0,7303	1,7412	0,4666	0,3631	0,435	0,5605	2,0953	0,3595	0,3808	0,2963	0,2922	0,2274	2,1619
-0,4	0,715	1,7998	0,4508	0,3322	0,4096	0,5388	2,1981	0,3358	0,3634	0,2678	0,2739	0,2018	2,2816

-0,45	0,7019	1,8565	0,4379	0,3041	0,385	0,5185	2,3043	0,3139	0,348	0,2417	0,2571	0,1786	2,4137
-0,5	0,6904	1,9119	0,427	0,2781	0,3608	0,4992	2,4159	0,2934	0,334	0,2175	0,2415	0,1573	2,5624
-0,55	0,6803	1,9668	0,4178	0,2537	0,3367	0,4805	2,5352	0,2737	0,3208	0,1948	0,2266	0,1376	2,7326
-0,6	0,6712	2,0215	0,4099	0,2305	0,3125	0,462	2,6644	0,2547	0,3081	0,1733	0,2121	0,1193	2,9307
-0,65	0,663	2,0764	0,403	0,2083	0,288	0,4435	2,8066	0,236	0,2957	0,1528	0,1978	0,1022	3,1654
-0,7	0,6555	2,1317	0,397	0,1868	0,2633	0,4247	2,9655	0,2175	0,2833	0,1333	0,1835	0,0863	3,4489
-0,75	0,6486	2,1879	0,3917	0,1658	0,238	0,4053	3,1464	0,1991	0,2707	0,1146	0,1692	0,0716	3,7991
-0,8	0,6423	2,2451	0,3871	0,1454	0,2123	0,3852	3,3562	0,1805	0,2576	0,0968	0,1545	0,058	4,2437
-0,85	0,6365	2,3035	0,3829	0,1252	0,1859	0,3638	3,6058	0,1617	0,2438	0,0797	0,1393	0,0456	4,8272

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
-0,9	0,6311	2,3634	0,3792	0,1053	0,1589	0,3407	3,9121	0,1424	0,2289	0,0636	0,1236	0,0343	5,6278
-0,95	0,626	2,4251	0,3759	0,0856	0,1312	0,3153	4,3042	0,1224	0,2124	0,0484	0,107	0,0244	6,7947
-1	0,6213	2,4888	0,3729	0,066	0,1027	0,2865	4,8384	0,1015	0,1935	0,0343	0,0892	0,0158	8,6538
0,05	0,9999	1,1886	0,8447	0,8377	0,7078	0,8687	1,3071	0,7309	0,7339	0,7278	0,6376	0,6323	1,4128
0,1	0,8939	1,3219	0,6872	0,6644	0,6393	0,7716	1,4707	0,6076	0,60328	0,5833	0,5207	0,5035	1,538
0,15	0,8369	1,3992	0,6157	0,5789	0,6081	0,7227	1,5629	0,5512	0,5474	0,5146	0,4727	0,4444	1,5973
0,2	0,7988	1,4511	0,5741	0,5242	0,5903	0,6917	1,623	0,5178	0,51682	0,4719	0,4475	0,4086	1,6293
0,25	0,7706	1,4884	0,5468	0,4847	0,5791	0,6698	1,6647	0,4956	0,49833	0,4418	0,4331	0,384	1,6467
0,3	0,7484	1,5161	0,5278	0,4542	0,5718	0,6533	1,6947	0,4798	0,48668	0,4189	0,4248	0,3656	1,6555
0,35	0,7303	1,5371	0,514	0,4295	0,5668	0,6404	1,7165	0,468	0,47931	0,4005	0,4203	0,3512	1,659
0,4	0,715	1,553	0,5037	0,4088	0,5633	0,6299	1,7325	0,459	0,4748	0,3853	0,4183	0,3395	1,6591
0,45	0,7019	1,5651	0,496	0,391	0,5609	0,6212	1,7441	0,4519	0,4723	0,3724	0,418	0,3295	1,6569
0,5	0,6904	1,5742	0,4901	0,3755	0,5592	0,6137	1,7525	0,4462	0,47126	0,361	0,4189	0,3209	1,6534
0,55	0,6803	1,5808	0,4857	0,3616	0,5579	0,6073	1,7583	0,4415	0,4713	0,351	0,4208	0,3133	1,6489
0,6	0,6712	1,5855	0,4823	0,3492	0,557	0,6017	1,7621	0,4376	0,47217	0,3419	0,4233	0,3065	1,644
0,65	0,663	1,5885	0,4798	0,3379	0,5563	0,5967	1,7644	0,4344	0,47366	0,3335	0,4263	0,3002	1,6388
0,7	0,6555	1,5902	0,478	0,3275	0,5557	0,5922	1,7654	0,4316	0,47565	0,3259	0,4298	0,2944	1,6337
0,75	0,6486	1,5907	0,4768	0,3178	0,5552	0,5882	1,7654	0,4292	0,47803	0,3187	0,4335	0,289	1,6288
0,8	0,6423	1,5903	0,476	0,3089	0,5547	0,5844	1,7647	0,427	0,4807	0,3119	0,4374	0,2838	1,6241
0,85	0,6365	1,589	0,4756	0,3005	0,5542	0,581	1,7634	0,4251	0,48361	0,3056	0,4414	0,2789	1,6197
0,9	0,6311	1,5871	0,4755	0,2926	0,5536	0,5777	1,7616	0,4234	0,4867	0,2995	0,4456	0,2741	1,6158
0,95	0,626	1,5845	0,4757	0,2851	0,5529	0,5747	1,7594	0,4218	0,48993	0,2936	0,4498	0,2695	1,6123
1	0,6213	1,5814	0,4762	0,278	0,5521	0,5718	1,757	0,4204	0,49326	0,288	0,454	0,2651	1,6094

Примечание: с чертой сверху обозначены отношения значений критериев нагрузочной способности син-тезированной и эвольвентной передач: \bar{V}^{12} – скоростей скольжения; \bar{V}_{Σ} – суммарных скоростей качения; $\bar{\eta}_1, \bar{\eta}_2$ – удельных скольжений зубьев шестерни и колеса; $\bar{\kappa}$ – приведенных кривизн; ΔP – потерь мощности в зацеплении; \bar{K}_s – критериев заедания; $d\bar{A}_1, d\bar{A}_2$ – удельных работ сил трения зубьев шестерни и колеса; $\bar{h}_{u1}, \bar{h}_{u2}$ – износов зубьев шестерни и колеса; $\bar{\Theta}$ – критериев контактной прочности.

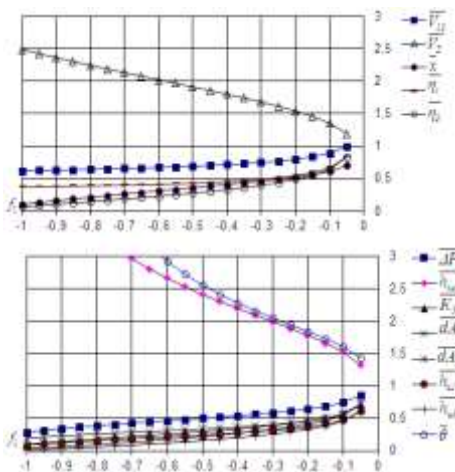


Рисунок 4 – Значения критериев нагрузочной способности (при $-1 \leq f_1 \leq -0,05$)

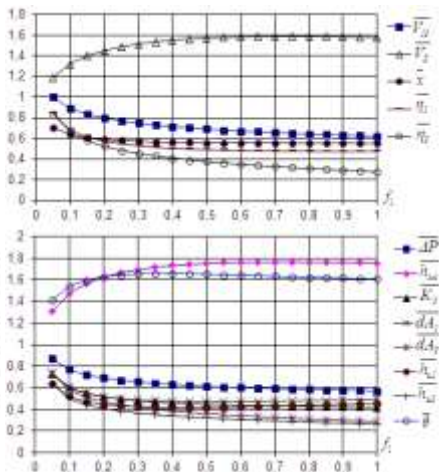


Рисунок 5 – Значения критериев нагрузочной способности (при $0,05 \leq f_1 \leq 1$)

Из анализа данных таблицы 2 и графиков (рисунки 4 и 5) следует, что в пределах поля зацепления неэвольвентная передача имеет следующие значения критериев нагрузочной способности в сравнении с эвольвентной передачей:

- скорость скольжения в зацеплении синтезированной передачи составляет 0,62...1,0 от скорости скольжения зубьев эвольвентной передачи;
- суммарная скорость качения в 1,2...2,5 раза больше;
- удельные скольжения в 1,2...10,0 раз меньше;
- приведенная кривизна в 1,4...10,0 раз меньше;
- потери мощности в зацеплении в 1,2...3 раза меньше;
- критерий заедания в 1,3...10,0 раз меньше;
- удельные работы сил трения в 1,3...10,0 раз меньше;
- критерий износа в 1,5...10,0 раз меньше;
- критерий контактной прочности в 1,4...8,0 раз больше;
- толщина масляного слоя между зубьями в 1,3...4,8 раз больше.

Таким образом, синтезированная зубчатая передача имеет значения критериев нагрузочной способности значительно выше значений критериев эвольвентной передачи практически по всему полю зацепления.

Выводы:

1. Разработан новый метод синтеза исходного контура неэвольвентных зубьев цилиндрических зубчатых передач.
2. Определены геометрические параметры и разработана конструкция исходного контура.
3. Произведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности неэвольвентной и эвольвентной зубчатых передач.
4. Установлено, что неэвольвентная зубчатая передача имеет значения критериев нагрузочной способности существенно выше значений этих критериев эвольвентной передачи.
5. Дальнейшие перспективы использования полученных результатов связаны с оптимизацией геометрических параметров исходного контура и

експериментальними роботами.

Список літератури: 1. *Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В.* Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Моногр. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2006. – 408с. 2. *Шабанов И.Р.* О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления // Надежность и качество зубчатых передач. – НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ. 18-67-106, 1967. – С.1-8. 3. *Анжик Ю.В.* Синусоидальное зацепление – Воронеж: изд-во ВГУ, 1975. – 56с. 4. *Бошански М., Токоли П., Ваня Ф., Кожух И.* Возможность использования невольвентного зацепления в коробках передач сельскохозяйственных машин // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.21-30. 5. *Шишов В.П., Носко П.Л., Муховатий А.А.* Высоконагруженные зубчатые передачи // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С.180-186. 6. *Протасов Р.В., Устиненко А.В.* Исследование коэффициента перекрытия эвольвентных передач // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.154-165. 7. *Шишов В.П., Бурко В.В., Ревякина О.А., Муховатий А.А.* Синтез зубчатых передач с пониженной энергоемкостью // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2012. – №13(184). – Ч.1. – С.117-123. 8. *Муховатий А.А.* Дифференциальные уравнения для синтеза исходных контуров зубьев невольвентных зубчатых передач // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2009. – №6(177). – С.240-246.

Поступила в редакцію 12.04.2013

УДК 621.833

Об одном методе синтеза исходного контура зубьев невольвентных зубчатых передач с высокими значениями критериев нагрузочной способности / А.А. Муховатий // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.76-82. – Бібліогр.: 8 назв.

Запропонований новий метод синтезу початкового контуру зубів невольвентних зубчатих передач, дано приклад синтезу початкового контуру і проведений порівняльний аналіз критеріїв навантажувальної здатності невольвентної і евольвентної зубчастих передач.

Ключові слова: початковий контур, критерії, зубчаста передача, синтез, аналіз.

A new method of synthesis of basic rack noninvolute profile of gear has been suggested; comparative analysis of the load capacity criteria of noninvolute and involute gears has been carried out.

Keywords: basic rack profile, criteria, gear, synthesis, analysis.

УДК 621.9.20.001.24

Е.В. НАДЕЇНА, пошукач ДДМА, Краматорськ;

О.О. КЛОЧКО, к.т.н., доцент ДДМА;

В.С. НАДЕЙН, к.т.н., доцент каф. МВ та С КНТУ, Кіровоград

ГЕОМЕТРО-КІНЕМАТИЧНІ ПОКАЗНИКИ НАБЛИЖЕНОЇ СПІРОЇДНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Експериментально визначені геометро-кінематичні показники наближеної спіроїдної передачі. Показано, що такі передачі можуть бути використані в техніці.

Ключові слова: спіроїдна передача, геометрія зачеплення.

Вступ. В роботі [1] показано, що можна створити циліндричну спіроїдну передачу із змінним передаточним відношенням. Зачеплення таких передач завжди локалізоване, активні поверхні зубів її ланок не є спряженими. Такі зачеплення і передачі зводяться до звичайних наближеними [2, 3].

В роботі [1] та інших, в яких теоретично досліджено властивості вказаних циліндричних спіроїдних передач, показано, що такі передачі можуть мати технічні характеристики не менші, ніж у класичних спіроїдних.

Актуальність дослідження. Якщо зважити на те, що досліджені наближені спіроїдні передачі значно простіші у виготовленні, то перевірка результатів теоретичних розрахунків технічних характеристик досліджуваних передач є актуальною задачею визначення придатності таких передач для застосування в промисловості.

© Е.В. Надейна, О.О. Клочко, В.С. Надейн, 2013

Таблиця 1 – Параметри зачеплення експериментальної спіроїдної передачі

Параметр	Означення	Значення
----------	-----------	----------

Мета роботи. Зі сказаного витікає мета даної роботи – експериментальне ви-

значення геометро-кінематичних характеристик наближеної спіроїдної передачі.

Зміст досліджень. Для експериментального дослідження в якості дослідного зразку прийнято спіроїдний мотор-редуктор привода головного руху стрічкопилкового верстата для розрізування листкового прокату чорних і кольорових металів товщиною до 250мм і довжиною до 6 метрів, конструкторсько-технологічна підготовка випуску якого проводиться на ВФ "Астра", м. Кіровоград.

Параметри мотор-редуктора повинні задовольняти таким значенням:

- швидкість пиляльної стрічки для сталі (швидкість різання) – $V=60\dots 80\text{м/хв}$, для легких сплавів – $V=120\dots 160\text{м/хв}$;
- електродвигун – двошвидкісний;
- потужність електродвигуна $P=3,5\text{кВт}$ на першому ступені;
- розміри мотор-редуктора не більше $(L\times B\times H)$ $700\times 300\times 400\text{мм}$.

При таких значеннях параметрів і прийнятій конструкції привода на вихідному валу мотор-редуктора діятиме крутний момент до $500\text{Н}\cdot\text{м}$ на кожному ступені швидкості різання. При цьому число обертів ротора електродвигуна на першому ступені (різання сталі) становить $n=1420\text{об/хв}$ і швидкість різання (швидкість пилкової стрічки) $v=1,26\text{м/с}$, а на другому ступені $n=2840\text{об/хв}$ і $v=2,45\text{м/с}$ (при різанні алюмінієвих сплавів).

Відповідно до наведених технічних вимог було виготовлено спіроїдний редуктор, параметри якого наведені в таблиці 1.

Особливістю розробленого наближеного спіроїдного зачеплення є те, що витки черв'яка і зуб'я колеса мають симетричний профіль.

Головними геометричними показниками колеса наближеної спіроїдної передачі є форма профілю зуба, величина кута профілю, форма повздожньої лінії зуба, биття зубчастого вінця, шорсткість поверхні зуб'їв.

Профіль опуклої і угнутої сторін зуба спіроїдного колеса теоретично є прямолінійним, так як сама поверхня зуба є конічного. Для визначення профілю реального зуба в довільній точці його лінії необхідно розмістити вимірювальний елемент контролюючого прибору в осовій площині виробної поверхні різцевої головки, так як тільки в таких площинах профіль буде прямолінійним. Але таку площину на реальному колесі можна з достатньою точністю провести тільки в точках поверхні зуба, які одночасно належать і площині, нормальної до дотичної до лінії зуба на ділільному колі. Вимірювання проводилось на вимірювальній машині CONTRACER CR-02 на 10 довільно вибраних зуб'ях трьох нарізаних коліс. Вони свідчать про те, що профіль на обох сторонах зуба прямолінійний, а величина кута профілю коливається в межах $20^\circ\dots 20^\circ 6'$. Позитивним є те, що на поверхнях зубів немає повздожніх і поперечних ребер як слідів перетину поверхонь, утворених окремими різцями. Шорсткість поверхонь зубів визначали порівнянням зі зразками шорсткості за ГОСТ 2789-73. Згідно з ними шорсткість бокової поверхні зубів не перевищує $R_a=2,5\dots 1,6\text{мкм}$.

Міжвісьова відстань, мм	a	50	
Модуль нормальний, мм	m_n	5	
Вихідний контур	–	ГОСТ 13755-81	
Кількість витків черв'яка	z_1	1	
Кількість зуб'ів спіроїдного колеса	z_2	23	
Кут підйому витка черв'яка ділильний, град	γ	6,079	
Кут нахилу зуб'ів спіроїдного колеса, град	β	46,021	
Напрямок витків черв'яка	–	правий	
Напрямок зуб'ів спіроїдного колеса	–	лівий	
Радіус стичного кола сторони зуба, мм	угнутої	$\rho_{уг}$	62,701
	опуклої	$\rho_{оп}$	64,091

Повздовжню форму зуба спіроїдного колеса визначали шляхом вимірювання координат повздовжньої лінії на вершині зуба, яку можна розташувати точно у фокальній площині окулярної

головки. Вимірювання проводили на інструментальному малому мікроскопі. Вимірювали координати трьох точок від центральної в зовнішню та внутрішню сторони. В таблиці 2 наведені виміряні і розраховані координати x повздовжньої лінії зуба для точок з однаковою координатою y .

Таблиця 2 – Порівняння координат теоретичної і реальної лінії зуба спіроїдного колеса наближеної спіроїдної передачі

Лінія зуба		Координата x при координаті y						
		$y=-9$	$y=-6$	$y=-3$	$y=0$	$y=3$	$y=6$	$y=9$
угнута	Теоретична	3,41	2,38	1,25	0	1,25	2,38	3,41
	Реальна	3,42	2,39	1,24	0	1,26	2,37	3,39
	Різниця	0,01	0,01	0,01	0	0,01	0,08	0,02
опукла	Теоретична	3,40	2,37	1,45	0	1,45	2,37	3,41
	Реальна	3,42	2,38	1,46	0	1,44	2,38	3,42
	Різниця	0,02	0,01	0,03	0	0,01	0,01	0,01

розташована активна лінія поверхні зубу спіроїдного колеса, по якій рахується центр миттєвого контактного еліпса. Результати вимірювання показали що биття знаходиться в межах $F_r=0,04...0,06$ мм. На сусідніх зуб'ях биття не перевищувало 0,01мм.

Черв'яки для визначення геометричних показників наближеної передачі і її навантажувальній спроможності були виготовлені на ВФ "Астра" за технологією і на обладнанні, розробленими сумісно ВФ "Астра" і кафедрою "Металорізальні верстати та системи" КНТУ. Черв'яки виготовляли із сталі 40ХН, HRC=52...55. Поверхню витків шліфували після загартування і полірували вільним абразивом в гідроабразивному середовищі. Шорсткість поверхні витків становить $R_a=0,63...0,32$.

Похибки гвинтової поверхні витка черв'яка становили в межах обороту черв'яка $f_h=0,007$ мм, на довжині нарізаної частини $f_{hk}=0,015$ мм. Кут профілю нормальний $\alpha_n=20^{\circ}03'$. Такі параметри черв'яка відповідають 5-му ступеню точності черв'яка, що задовольняє умовам експериментального визначення спроможності створення з черв'яка і обробленого спіроїдного колеса рухомого зачеплення і закону руху наближеної спіроїдної передачі, що є головним підтвердженням наукових передумов дослідження.

Спроможність створення рухомого спіроїдного зачеплення була перевірена на горизонтально-фрезерному верстаті. Для цього черв'як закріплювали на валу і встановлювали в ділильній головці. Спіроїдне колесо встановлювали на валу, який закріпили в патроні на шпинделі верстата.

Попередньо вісь ділильної головки встановлювали перпендикулярно осі шпинделя, биття валів в межах 0,01...0,02мм і міжвісьову відстань $a=50$ мм.

Для перевірки спроможності створення рухомого зачеплення з плавною

передачею руху черв'як вводили в зачеплення з колесом на глибину заходу зуб'ів $h_f=11,25\text{мм}$. Приводили колесо в рух обертанням черв'яка ділильною головкою. Спочатку шпindel верстата відключали від коробки швидкостей і обертали колесо практично без навантаження, а потім з'єднували шпindel з коробкою швидкостей і обертали шпindel, навантажений моментом опору обертанню валів її в режимі мультиплікатора.

Результати цих випробувань свідчать про те, що черв'як і спіроїдне колесо створюють рухому кінематичну пару. Рух від черв'яка передається плавно і без розриву контакту між поверхнями на фазі зачеплення і при переспряженні зуб'ів.

На цій стадії експериментальних досліджень було визначено положення і розмір зони контакту поверхні зуба спіроїдного колеса і витка черв'яка. Для цього на поверхні двох сусідніх зубів колеса було нанесено шар фарби, яка є густою сумішшю порошку берлінської глазури з індустріальним мастилом. При обертанні черв'яка на поверхні його витків затримувалось деяка кількість фарби, яка, в свою чергу, переносилась на чисті поверхні зуб'ів і залишала на них відбиток. Цей відбиток приймався за зону контакту поверхні зуба колеса. Відбиток, який утворювався на поверхні витка черв'яка, приймався за контактну зону поверхні витка черв'яка.

Аналіз вказаних відбитків дозволив установити:

1) На поверхні зуба спіроїдного колеса контактна зона розташована в середині зуба і займає на висоті зуба приблизно 6мм і по довжині зуба 8мм;

2) На поверхні черв'яка контактна зона розташована на середині довжини нарізаної частини і займає по висоті витка приблизно 6мм, а по довжині перевищувала довжину одного витка приблизно на 20мм.

Такий же експеримент, виконаний з передачею, колеса якої було оброблена різцевими головками, діаметр яких було виконано на 1мм більше за розрахунковий для імітації похибки, показав, що візуально визначити зміни в положенні контактних зон на активних поверхнях черв'яка і колеса неможливо.

Експериментальне визначення закону руху наближеної спіроїдної передачі виконували на дослідному зразку спіроїдного редуктора із наближеним спіроїдним зачепленням.

Рухомість ланок наближеного зачеплення накладає деякі умови на активні поверхні їхніх зубів, основними з яких є: а) наявність зазору в парах зубів, які передують і ідуть слідом за парою зубів, що знаходяться в контакті; б) передатне відношення пари в моменти входу зубів в зачеплення і виходу з нього повинно бути меншим за номінальне. Для спіроїдної передачі з плоским колесом, яка досліджується, ці умови виконуються автоматично завдяки тому, що поверхні угнутої і опуклої сторін зубів колеса вигнуті відносно твірної, яка проходить через полюсну точку зачеплення, в тіло зуба. Оскільки полюсна точка поверхонь зуба колеса спряженої і наближеної спіроїдних передач співпадають, то в напрямку до торців зубчатого вінця зазор між цими поверхнями поступово зростає. Для того, щоб крайня точка ділильної лінії зуба колеса стала контактною, необхідно спіроїдне колеса повернути назустріч вітку черв'яка на

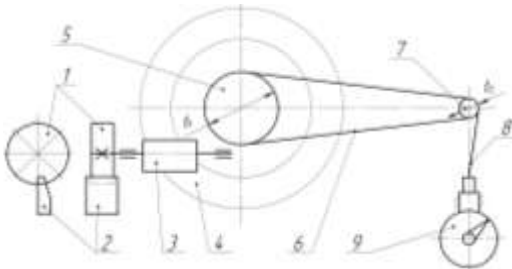


Рисунок 1 – Схема вимірювання для визначення закону руху

кут $\Delta\varphi_2 = \delta/r$, де δ – коловий зазор між поверхнями зубів, r – радіус положення точки. При переміщенні точки контакту від зовнішнього торця вінця до внутрішнього колеса прискорює обертання навколо своєї осі, в полюсі зачеплення кутова швидкість його досягає максимуму, а при подальшому русі до внутрішнього торця швидкість колеса зменшується. Таким чином, при повороті спіроїдного колеса на кутовий крок передатне відношення змінне.

Схема призначення закону руху спіроїдної наближеної передачі показана на рисунку 1.

На черв'як 3 установлений ділильний диск 1, кутове положення якого фіксується фіксатором 2. На вал колеса 4 установлено різьбовий ролик 5, який зв'язаний тросиковою передачею 6 з різьбовим роликом 7. З роликом 7 зв'язаний тросиком 8 штюк індикатора 9. При повороті черв'яка на деякий кут φ_1 колесо повернеться на кут φ_2 і поверне на кут φ_3 ролик 7. При цьому повороті на ролик 7 намотується частина тросику 8, який перемістить штюк індикатора 9 на величину l . Величина переміщення штюка l , зафіксована індикатором, дорівнює коловому переміщенню точки шківів 5, знаючи яке можна визначити кут повороту спіроїдного колеса і миттєве передатне відношення. Якщо величина l мала, то на вісь ролика 7 встановлюється диск більшого діаметра і тросик 8 зв'язується з ним. Це дозволить підвищити точність вимірювання. На рисунку 2 показаний підготовлений до експерименту редуктор з встановленим пристроєм для визначення закону руху зачеплення.



Рисунок 2 – Спіроїдний редуктор, налагоджений для перевірки закону руху механізму

Параметри вказаного пристрою було прийнято такими, щоб хід штока індикатора був дещо більшим за ділильний крок зуб'їв колеса для того, щоб можна було зафіксувати моменти переспряження поверхонь зуб'їв і витків черв'яка. Для досліджуваного зачеплення ділильний крок колеса $p_r=22,6988\text{мм}$ при ході штока індикатора $t=25\text{мм}$, що задовольняє умовам експерименту. Результати експериментального визначення функції $\varphi_2=\varphi_2(\varphi_1)$ показано на рисунку 3.

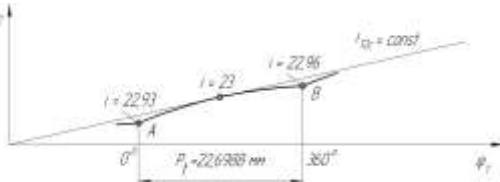


Рисунок 3 – Графік функції $\varphi_2=\varphi_2(\varphi_1)$

Графік свідчить про те, що в точках *A* входу і *B* виходу активних поверхонь із зачеплення кут φ_2 повороту колеса менший, ніж у спряженої передачі, а сама крива $\varphi_2=\varphi_2(\varphi_1)$ лежить нижче лінії $i_{12}=\text{const}$. Цей факт свідчить про те, що заклинювання передачі неможливе.

Висновки:

1. Запропонована спіроїдна передача має змінне миттєве передатне відношення на фазі зачеплення.
2. Миттєві передатні відношення в точках входу в зачеплення і виходу з нього майже однакові і менше за передатне число, що усуває удар активних поверхонь при переспряженні.
3. Інші геометро-кінематичні показники спіроїдної передачі задовольняють умовам роботи наближених передач.

Список літератури: 1. *Надеина Э.В.* Формообразование поверхностей зубьев плоского колеса приближенной спиральной передачи / Э.В. Надеина // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2003. – Вып.65. – С.105-110. 2. *Гуляев К.И.* Закон передаточного отношения при синтезе приближенной передачи / К.И. Гуляев, Г.А. Лифшиц // Механика машин. – М.: Наука, 1974. – Вып.45. – С.50-54. 3. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968 – 584с.

Надійшла до редколегії 13.04.2013

УДК 621.9.20.001.24

Геометро-кінематичні показники наближеної спіроїдної передачі / Е.В. Надсіна, О.О. Ключко, В.С. Надсін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.83-87. – Бібліогр.: 3 назв.

Експериментально определены геометро-кинематические показатели приближенной спиральной передачи. Показано, что такие передачи могут быть использованы в технике.

Ключевые слова: спиральная передача, геометрия зацепления.

The experimentally determined geometric-kinematic indicators approximate spiroid gear is shown that such programs can be used in the technique.

Keywords: spiroid gear, mesh geometry.

УДК 621.9.04

В.А. НАСТАСЕНКО, к.т.н., профессор каф. ЕСЭУ и ОП ХДМА, Херсон

ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МАЛОЗАХОДНЫХ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ЧЕРВЯКОВ

Работа относится к области технологии производства червяков, в частности – гиперболоидных. Пред-

© В.А. Настасенко, 2013

ложены наиболее простые технологические процессы и устройства для получения гиперболических червяков и проведен их анализ, доказывающий возможность замены 1 – 4-х заходных цилиндрических червяков – гиперболическими, при минимальных изменениях технологических процессов.

Ключевые слова: гиперболический червяк, технология.

Введение, связь работы с основными направлениями исследований. В рамках жизненных циклов развития технических систем и объектов техники, выделяют 4 основных периода: 1) появление нового, 2) интенсивное совершенствование, 3) исчерпание возможностей совершенствования, 4) сокращение сфер возможного применения и замена их более эффективными техническими системами и изделиями [1]. Червячные передачи относятся к давно исследуемым видам зубчатых передач, у которых эффективность новых решений по улучшению их качественных показателей приближается к естественному пределу. Основными путями их совершенствования являются: повышение к.п.д., точности, износостойкости, нагрузочной способности, уменьшение веса и габаритов, а также повышение производительности и упрощение их производства и обслуживания при эксплуатации. При этом цилиндрические червячные передачи постепенно вытесняются глобоидными, технология производства которых отработана и нашла широкое применение [2]. Однако еще более перспективными являются гиперболические червячные передачи, нагрузочные способности которых близки к глобоидным, а точность профиля сохраняется при любом количестве заходов [3-7].

Поскольку в современных рамках развития машиностроения требования к улучшению указанных выше показателей червячных передач постоянно растут, поэтому решение задачи их совершенствования является актуальным и важным условием для научных исследований. При этом целесообразно комплексное совершенствование всех указанных выше показателей.

Анализ состояния проблемы, цели и задачи работы. В основу гиперболических зубчатых передач могут быть положены два вида гиперболических вращением образующей ABC гиперболы относительно оси их симметрии (рисунок 1): 1) двуполостные 2) однополостные. Второй вид гиперболических – предпочтительнее, поскольку более близок к виду обычных конструкций червяков.

Главным преимуществом гиперболических червяков и созданных на их базе червячных передач является полное совмещение винтового профиля их витков с винтовым профилем исходной инструментальной рейки на всей ее длине, при любом количестве заходов червяка, за счет адекватного увеличения его диаметра от центрального сечения к периферии (рисунок 2). При этом начальная прямая *н.п.* исходной зубчатой рейки 1 с высотой профиля $A_p B_p$ в полюсе профилирования O_p совмещена с начальной окружностью *н.о.* цилиндрического основного червяка, а положение любой текущей точки i_p на винтовом профиле исходной зубчатой рейки определяется радиус-вектором r_p и углом его наклона θ_p .

При переходе к цилиндрическому червяку рейка 1 сформирует винтовой профиль 2 высотой $A_{цп} B_{цп}$, а текущая точка этого профиля $i_{цп}$ займет положение, определяемое радиус-вектором $r_{цп}$ и углом его наклона $\theta_{цп}$, что адекватно исказит пара-

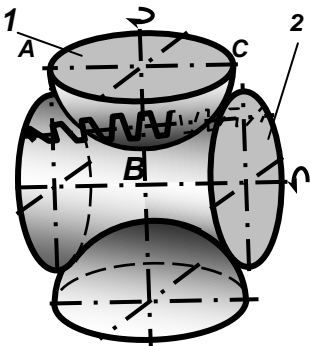


Рисунок 1 – Основные виды гиперболических вращением

метры профиля витка по сравнению с профилем исходной рейки. У гиперболоидного основного червяка начальная прямая *н.п.* исходной зубчатой рейки 1 также совмещена в полюсе профилирования O_p с начальной окружностью *н.о.*, а высота профиля $A_p B_p$ рейки и профиля $A_{ч2} B_{ч2}$ витков 3 гиперболоидного червяка будут идентичными в рамках винтового движения об-

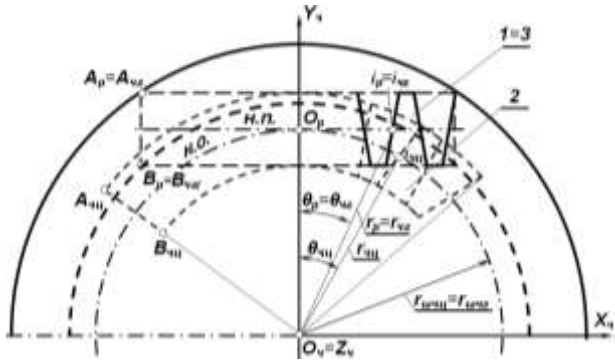


Рисунок 2 – Связь зубьев 1 исходного реечного зубчатого контура с витками 2 цилиндрического и витками 3 гиперболоидного основных червяков

разующей, при этом текущая точка i_p профиля исходной зубчатой рейки будет совмещена с текущей точкой $i_{ч2}$ профиля витка 3 гиперболоидного червяка, что обеспечит равенство их радиус-векторов $r_p = r_{ч2}$ и углов их наклона $\theta_p = \theta_{ч2}$, и исключит искажения параметров профиля. Прямолинейная форма начальной прямой *н.п.* на гиперболоидном червяке не только повышает точность их зацепления с зубьями колеса, но и снижает чувствительность червяка к погрешностям осевой установки при его изготовлении и сборке, что устраняет 2 главных недостатка глобоидных червячных передач.

Однако наиболее острой проблемой для гиперболоидных червячных передач является потребность снижения сложности производства, связанного с формированием гиперболоидной поверхности основного червяка и его витков. Поэтому главной целью данной работы является поиск наиболее эффективных технических и экономических путей снижения сложности производства гиперболоидных червяков, а также способов и оборудования для их обработки. Учитывая постоянный рост требований к точности и эффективности червячных передач при их эксплуатации и производстве, выбранная в данной работе цель исследований является актуальной и имеет большое практическое и теоретическое значение.

Научную новизну выполняемой работы составляет анализ точности простейших технологий формообразования гиперболоидных червяков и оборудования для их производства, а на его базе – поиск наиболее простых новых технических решений, перспективных для реализации в ближайшем будущем.

Предлагаемый путь реализации поставленной цели. У современных высокоточных цилиндрических червячных передач фактическое количество заходов не превышает 4-х, что ограничивает угол наклона витков к оси червяка величиной $\omega_{\text{об}} \leq 10^\circ$. В этом случае возможна их обработка по существующим технологиям, при равномерном вращении ω червяка и прямолинейной осевой подаче s_z режущего инструмента, выполненным по нормали к его витку, в рамках заявки на патент РФ [8], с двумя существенными отличиями – смещением заднего центра станка на высоту $\pm h_u$ (1), а установленного перед ним на суппорте станка инструмента – на высоту $\pm h_u$ (2), вниз – при обработке правозаходных червяков, вверх – при обработке левозаходных червяков (рисунок 3а,б):

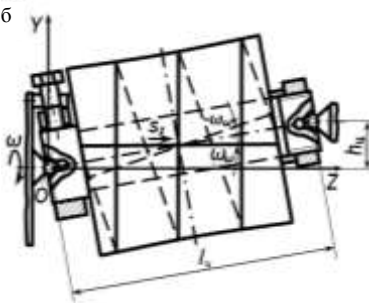
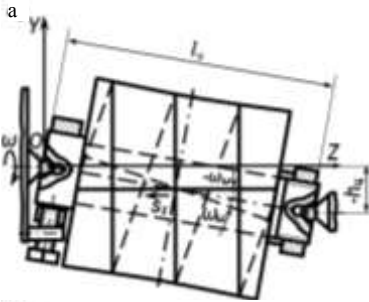


Рисунок 3 – Схемы чистовой обработки гиперboloидных червяков при переднем расположении суппорта с режущим инструментом и смещении заднего центра станка:
а – правозаходных, б – левозаходных

$$\pm h_y = l_y \sin(\pm\omega_\omega), \text{ м}; \quad (1)$$

$$\pm h_u = l_u \sin(\pm\omega_\omega), \text{ м}, \quad (2)$$

где l_y – расстояние между центрами сфер сферических головок переднего и заднего центров станка, м; l_u – расстояние между центром сферы сферической головки заднего центра станка и поперечной осью симметрии гиперболы, м; ω_ω – угол наклона винновой линии основного червяка к его продольной оси.

Для данных схем обработки (рисунок 3) проблематичным является смещение заднего центра станка. Если для левозаходных червяков оно возможно более простым путем – смещением заднего центра вверх (например, за счет ввода подкладок под заднюю бабку), то для обработки правозаходных червяков необходимо, либо заднее (за червяком) положение суппорта, что усложняет станок и управление им, или применение специальных приспособлений, ряд конструкций которых предложен в заявке на патент [8] и показан на рисунках 4 и 5.

На рисунке 4 показана схема наклона гиперboloидного червяка 1, связанного с системой координат OYZ , центр которой размещен на продольной оси червяка в среднем сечении впадины его витков 2, которые формируют винтовым движением начальной зубчатой рейки, содержащей ряд зубьев, входящих с ним в станочное зацепление, и развернутой к оси OZ червяка по винтовой линии 3 под углом ее наклона $\pm\omega_\omega$, равным углу $\pm\gamma_\omega$ подъема витков червяка на его начальном цилиндре.

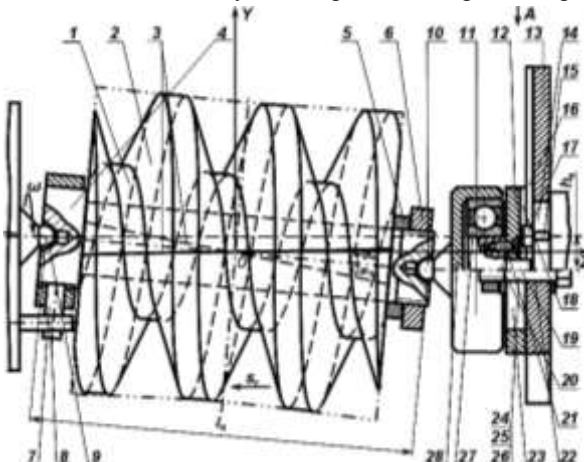


Рисунок 4 – Схема установки гиперboloидного червяка на оправку со смещением заднего центра бабки станка и устройство для его осуществления

Червяк может быть цельным или установлен на оправке 4, с упором в ее буртик и с зажимом втулкой 5 и гайкой 6, с возможностью вращения червяка ω или оправки зажимным поводковым устройством 7 и поводком 8.

Установку червяка

на станке под углом наклона $\pm\omega_0$ выполняют вводом в центровые отверстия червяка или оправки переднего 9 и заднего 10 центров станка с шариковыми вершинами диаметра $d_{ц}$, которые адекватны диаметру этих центровых отверстий, путем сдвига заднего центра относительно переднего центра на величину (1) где $l_{ц} = l_{ц0} - d_{ц}$, а расстояние $l_{ц0}$ получено измерением, выполненным перед установкой червяка в центрах станка, между выступающими поверхностями введенных в оба центровых отверстия оправки шариков, диаметр которых равен диаметру $d_{ц}$ шаровых конечностей переднего и заднего центров станка, с вычетом из этого расстояния величины одного диаметра $d_{ц}$.

Устройство для сдвига заднего центра бабки станка имеет: укороченный центр 10, который закреплен на корпусе 11 с возможностью его вращения на полуоси 12, закрепленной на вертикальной подвижной каретке 13, установленной на направляющей 14, закрепленной на пиноли 15 задней бабки станка, например, шпонками 16, или на втулке, которая введена в пиноль, а эта направляющая имеет продольную канавку 17, ось которой по нормали пересекает ось пиноли, с возможностью поворота и установки в вертикальной или горизонтальной плоскостях. На торце по краям подвижной каретки на оси, которая пересекает ось заднего центра, закреплены пальцы 18, диаметр которых равен ширине канавки (исполнение 1), выполненной на направляющей, в которую они введены с возможностью продольного движения, а для закрепления подвижной каретки на направляющей, на ней выполнены продольные боковые пазы 19, адекватные им отверстия 20 выполнены по бокам на основании каретки, в которые введены крепежные болты 21 с гайками 22 и опорными шайбами 23. При этом, для улучшения условий вращения заднего центра, между его корпусом 11 и полуосью 12 может быть установлен упорный шариковый подшипник 24. Для фиксации величины смещения $\pm h_{ц}$, с кареткой может быть введен в контакт винт 25, а на направляющей закреплена связанная с ним гайка 26, при этом винт может быть микрометрическим со шкалой для фиксации перемещений, и вместо гайки он закреплен в адекватной ему опоре, установленной на направляющей.

На рисунке 5 показаны вид сверху для исполнения 1 и новые исполнения устройства для сдвига заднего центра. В исполнении 2 оно отличается от предыдущего тем, что канавка на направляющей выполнена угловой 27 или трапецеидальной формы, а вместо пальцев, на торце по краям каретке выполнены адекватные канавке выступы 28.

Исполнение 3 устройства отличается от предыдущего тем, что вместо канавки, на боковых сторонах направляющей выполнены фаски 29, а на торце по бокам подвижной каретки выполнены адекватные этим фаскам выступы 30, которые введены между собой в контакт.

Принцип работы устройств следующий. Перед установкой червяка 1 в

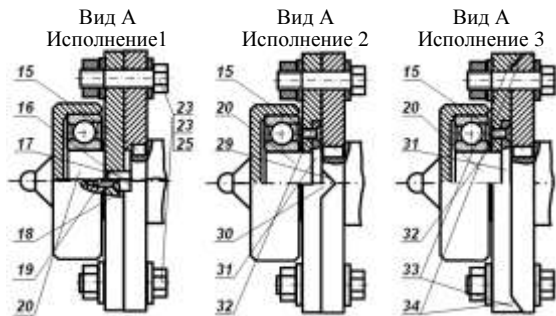


Рисунок 5 – Вид сверху различных исполнений устройств для сдвига заднего центра

центрах 9 и 10 станка, по зависимости $\pm h_{i1} = (l_{i1} - d_{i1}) \sin \omega_0$ выполняют расчет величины смещения $\pm h_{i1}$, затем устанавливают ее с помощью винта 25 или по шкале микрометрического винта и подводят к этому винту в контакт подвижную каретку 13, положение которой закрепляют на направляющей 11 болтами 21 и гайками 22, введенными в пазы 19 направляющей и отверстия 20 каретки, после чего устройства готовы к работе. Далее работа устройства и обработка гиперболидного червяка не отличается от работы обычного вращающихся центров и обработки аналогичных известных цилиндрических червяков.

Следует также учесть, что предлагаемые в работах [5-8] технологии обработки гиперболидных червяков обеспечивают формирование их лишь конвольютного типа ZH в 3-х вариантах, которые являются аналогами ZN1, ZN3, ZN3 конвольютных цилиндрических червяков: ZH1 – с прямолинейным профилем витка, ZH2 – с прямолинейным профилем впадины, ZH3 – с прямолинейным нормальным профилем витка – наиболее близкий к профилю рейки (см. таблицу). При этом исключаются 2 разновидности, аналоги которых имеются среди цилиндрических червяков: архимедовы ZA (с прямолинейным профилем в осевом сечении) и эвольвентные ZI (с прямолинейным профилем витка касательным к винтовой линии, лежащей на соосной цилиндрической поверхности).

Таблица – Схемы формообразования основных типов червяков, нарезаемых лезвийными инструментами

Основные типы червяков, нарезаемых лезвийными инструментами		Гиперболидные червяки	
<p>Цилиндрические червяки – аналоги</p> <p>Архимедов ZA Образующая винтовая линия</p>			
<p>Конвольютный ZN1 Образующая винтовая линия</p>		<p>Гиперболидный ZH1 Образующая винтовая линия</p>	
<p>Конвольютный ZN2 Образующая винтовая линия</p>		<p>Гиперболидный ZH2 Образующая винтовая линия</p>	
<p>Конвольютный ZN3 Образующая винтовая линия</p>		<p>Гиперболидный ZH3 Образующая винтовая линия</p>	
<p>Эвольвентный ZI Образующая винтовая линия</p>			

Воспроизведение архимедового основного червяка (в осевом сечении которого формируется архимедова спираль), возможно при осевом движении инструмента. Поскольку при гиперболидной форме начальной поверхности червяка любой сдвиг с подачи s_z от его поперечной осевой плоскости, (неизбежный при винтовой обработке с шагом t_z), приведет к отклонению от архимедовой спирали, поэтому аналог архимедова червяка у гиперболидных червяков невозможен.

Формирование аналога эвольвентного червяка ZI приведет к искажениям гиперболидной поверхности, что нецелесообразно по условию точности зацепления, однако для окончательного вывода о целесообразности такого типа ги-

перболоидных червяков требуются дополнительные исследования.

Полный комплект формирования основных гиперболоидных червяков приведен в работе [6].

Учитывая, что современные методы повышения работоспособности червяков в стандартных одно- четырехзаходных редукторах, вывели червячные пары из разряда лимитирующих их работу, поэтому внедрение гиперболоидных червячных передач, повышающих эти показатели на 10...20%, возможно в том случае, когда их стоимость не будет существенно отличаться от цилиндрических. Предлагаемые технологии и устройства со смещением одного лишь заднего центра станка, обеспечивают такую возможность, что позволяет заменить все выпускаемые в настоящее время 1-, 2-, 3- и 4- заходные цилиндрические червячные передачи гиперболоидными, в кратчайшие сроки.

Выводы:

1. Учитывая, что возможности повышения качественных показателей современных цилиндрических червячных передач в основном исчерпаны, переход к гиперболоидным червячным передачам обеспечивает реальный резерв для получения преимуществ.

2. Предложенный способ обработки гиперболоидных червяков [8], со сдвигом заднего центра станка, существенно усложняет технологию их изготовления, поэтому может быть рекомендован производителям и пользователям данной продукции для замены всех ныне применяемых 1-4-х заходных цилиндрических червячных передач уже в ближайшем будущем.

Список литературы: 1. *Половинкин А.И.* Основы инженерного творчества. / *А.И. Половинкин.* – М.: Машиностроение, 1988. – 368с. 2. Производство зубчатых колес Справочник / *С.Н.Калишников, А.С. Калишников, Г.И.Коган и др.* Под общ. ред. *Б.А.Тайца.* – М: Машиностроение, 1990, – 464с. 3. *Настасенко В.А.* Новые технологические процессы для обработки гиперболоидных червячных передач / *В.А. Настасенко* // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2010 – Вип.40. – С.176-185. 4. *Настасенко В.О.* Гіперболоїдні зубчасті передачі та інструменти, нові варіанти виготовлення і можливості використання / *В.О. Настасенко* // Машиностроение и технология XXI века. XVIII Междунар. науч.-техн. конф. в г. Севастополе. – Донецк: ДонНТУ, 2011 – С.240-247. 5. *Настасенко В.О.* Удосконалення виробництва гіперболоїдних зубчастих передач та черв'ячних зуборізних інструментів / *В.О. Настасенко* // Надійність інструмента і оптимізація технічних систем. Сборник научных работ – Краматорськ: ДДМА, 2012. – Випуск 30. – С.226-232. 6. *Настасенко В.А.* Основні типи гіперболоїдних червяків і способи їх виробництва / *В.А. Настасенко* // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2012. – Вип.44. – С.181-188. 7. *Настасенко В.А.* Сравнение точности конвольотых цилиндрических и гиперболоидных червяков / *В.А. Настасенко* // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування. Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції. – Херсон: ХДМА, 2012. – С.116-121. 8. Заявка на патент на изобретение Российской Федерации № 2012138947 от 11.09.2012. Способы обработки гиперболоидных червяков и червячных зуборезных инструментов и устройства для их реализации. / *Авт. Настасенко В.А.*

Поступила в редакцию 29.04.2013

УДК 621.9.04

Повышение технологичности изготовления малозаходных гиперболоидных червяков / *В.А. Настасенко* // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.87-93. – Бібліогр.: 8 назв.

Робота відноситься до галузі технології виробництва черв'яків, зокрема – гіперболоїдних. Запропоновано найбільш прості технологічні процеси та пристрої для отримання гіперболоїдних черв'яків і проведено їх аналіз, що доводить можливість заміни 1 – 4-х заходних циліндричних черв'яків – гіперболоїдними, при мінімальних змінах технологічних процесів.

Ключові слова: гіперболоїдний черв'як, технологія.

Work behaves to the area of technology of production of worms, in particular – hyperboloid. The

most simple technological processes are offered and device for the receipt of hyperboloid worms and their analysis, proving possibility of replacement 1, is conducted – 4th entries of cylindrical worms – hyperboloidal, at the minimum changes of technological processes.

Keywords: hyperboloid worm, technology.

В.С. ПОДГУРЕНКО, к.т.н., директор ООО "Ветряной парк "Очаковский", Николаев

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ ПЕРЕКОСАХ ОСЕЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ

Даны рекомендации по улучшению работоспособности зубчатых муфт с учетом мероприятий, направленных на увеличение износостойкости зубьев и повышение нагрузочной способности.

Ключевые слова: муфта, зубья, бочкообразность, износостойкость, нагрузочная способность.

Постановка проблемы. Повышение работоспособности зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов, является актуальной проблемой, успешное решение которой целиком и полностью предопределяет эффективность эксплуатации систем и агрегатов энергетических установок. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые муфты.

Анализ последних исследований. Работоспособность зубчатых муфт определяется износом и нагруженностью зубьев. Износостойкость зубьев требует рассмотрения совокупности проблем смазки, трения, износа и тепловыделений в зоне контакта. Нагрузочной способности зубчатых муфт с бочкообразными зубьями втулок и с прямыми зубьями обойм или с прямыми зубьями втулок и обойм в настоящее время посвящено значительное количество работ [1-7]. Однако практически отсутствуют исследования, направленные на повышение нагрузочной способности зубчатых муфт.

Цель работы. Дать рекомендации по улучшению работоспособности зубчатых муфт с учетом мероприятий, направленных на увеличение износостойкости зубьев и повышение нагрузочной способности.

Изложение основного материала. Износостойкость зубьев взаимосвязана с режимами трения в зоне контакта [8]. Режимы трения зависят от многих факторов, в том числе от сорта масла, передаваемой нагрузки, скорости, угла перекоса осей, шероховатости трущихся поверхностей, свойств материала и способов химико-термического упрочнения зубьев. О наличии полужидкостного или жидкостного режимов трения в зубчатых муфтах можно судить по относительной толщине масляного слоя h_a , равной h/R_a , где h – минимальная толщина масляного слоя; R_a – среднее арифметическое отклонение профиля шероховатости. Если в зубчатой муфте $h_a > 1$, то режим трения в зоне контакта следует рассматривать как жидкостный. При $h_a < 1$ режим трения является полужидкостным [8].

Минимальную толщину масляного слоя необходимо определять как $h = h_0/K_h$, где h_0 – толщина масляного слоя, соответствующая среднеинтегральной скорости перемещения зубьев $V_{\Sigma ср}$, $K_h = 1,2-1,4$ – коэффициент, учитывающий уменьшение толщины масляного слоя h_0 при выходе пятна контакта на торцы зубьев. Переход от h к h_0 при рассмотрении h_a обусловлен тем, что зависимость для h по сравнению с зависимостью для h_0 , является более сложной и содержит входящие в нее параметры в неявном виде.

Полагая, что при $h_0/K_h \geq R_a$ существует режим жидкостного трения, определим необходимую вязкость масла, соответствующую этому режиму, а по вязко-

© В.С. Подгуренко, 2013

сти масла найдем сорт масла. При расчете вязкости масла воспользуемся формулой [8] для h_0 считая пьезокоэффициент вязкости масла $\alpha_0=0,2 \cdot 10^{-7} \text{1/Па}$. В действительности $1/\text{Па} \leq \alpha_0 \leq 10^{-7} \text{1/Па}$, что необходимо учитывать при уточненном расчете.

Отсюда зависимость для определения вязкости масла μ_0 при наличии жидкостного трения примет вид

$$\mu_0 \geq \left(\frac{0,73 \cdot 10^4 K_h R_d \omega_m^{0,19}}{R_1^{0,41} V_{\Sigma \text{ср}}^{0,7}} \right)^{1,43}, \quad (1)$$

где $\omega_m = F_m/h_p$ – удельная нагрузка на единицу рабочей высоты зуба; R_1 – радиус бочкообразности зубьев втулки; $F_m = 2T/(mz^2)$ – усилие, передаваемое сопряженной парой зубьев; T – вращательный момент; m – модуль; z – число зубьев.

По найденной вязкости масла μ_0 , выбирается сорт масла при температуре t_k в зоне контакта зубьев [8] и пьезокоэффициент вязкости масла, соответствующий данному сорту масла и его температуре. С учетом действительного значения α_0 уточняется вязкость масла по (1). Если окажется, что найденная вязкость масла больше вязкости имеющихся в наличии масел, то при заданных параметрах ω_m , $V_{\Sigma \text{ср}}$, R_1 , R_d режим трения в зоне контакта зубьев будет полужидкостным.

В зубчатых муфтах с прямыми зубьями создание жидкостных режимов трения затруднено, поэтому определение вязкости масла для полужидкостных режимов трения при $\alpha_0=0,2 \cdot 10^{-7} \text{1/Па}$ и $K_h=1$ следует производить по формуле [1]

$$\mu_0 \geq \left(\frac{0,57 \cdot 10^4 R_a \omega_m^{0,23}}{\rho_{\text{пр}}^{0,44} (\omega r \psi)^{0,69}} \right)^{1,45}, \quad (2)$$

где $\rho_{\text{пр}}$ – условный приведенный радиус кривизны прямых зубьев [8]; ω – угловая скорость муфты; r – радиус делительной окружности.

В формулы (1) и (2) необходимо подставлять R_a , R_1 , $\rho_{\text{пр}}$, r в м, ω_m в Н/м, $V_{\Sigma \text{ср}}$ в м/с, ω в с^{-1} , ψ в рад, тогда μ_0 будет выражаться в Па·с.

Определим режим трения и сорт масла для зубчатой муфты, у которой $K_h=1,25$, $R_a=2,5 \cdot 10^{-6} \text{м}$, $\omega_m=9 \cdot 10^5 \text{Н/м}$, $R_1=1,6 \text{м}$, $V_{\Sigma \text{ср}}=1,46 \text{м/с}$, $t_k=50^\circ \text{C}$. По формуле (1) находим $\mu_0=2,6 \cdot 10^{-2} \text{Па·с}$. Указанной вязкости масла соответствует, например, маслосмесь, состоящая из 35% трансформаторного масла и 65% масла МС-20, у которой при $t_k=50^\circ \text{C}$, $\mu_0 > 2,6 \cdot 10^{-2} \text{Па·с}$. В действительности располагаем маслосмесью, состоящей из 65% трансформаторного масла и 35% масла МС-20, у которой при $t_k=50^\circ \text{C}$ вязкость $\mu_0 < 2,6 \cdot 10^{-2} \text{Па·с}$. Следовательно, при использовании имеющейся в наличии маслосмеси зубчатая муфта будет работать в режиме полужидкостного трения. Величина α_0 для указанной маслосмеси равна $0,187 \cdot 10^{-7} \text{1/Па}$, и ее влияние при уточненном расчете незначительно.

Для зубчатых муфт, работающих в полужидкостных режимах трения, характерны износы трущихся поверхностей зубьев. Задаваясь допустимыми величинами износа Π зубьев и полагая, что твердость и материал зубьев втулки и обоймы одинаковы, получим зависимости для нахождения относительных пределов текучести материала для зубчатых муфт с бочкообразными и прямыми зубьями [8], которые имеют вид:

$$\frac{\bar{\sigma}_t}{(R_1 \Pi \cdot HB)^{0,5}} = \frac{1,73 \cdot 10^{-3} (1 - \bar{h}_a) \omega_m^{0,565} (mz \omega \psi)^{0,365}}{(R_1 \Pi \cdot HB)^{0,5}}; \quad (3) \quad \frac{\bar{\sigma}_t}{(\pi b \Pi \cdot HB)^{0,5}} = \frac{0,51 \cdot 10^{-2} (1 - \bar{h}_a) \omega_m^{0,585} \psi^{0,5} (mz \omega \psi)^{0,445}}{(\pi b \Pi \cdot HB)^{0,5}}, \quad (4)$$

где $\bar{HB} = HB/(10^3 \text{МПа})$ – относительная твердость рабочих поверхностей

зубьев; \overline{HB} – твердость рабочих поверхностей зубьев в МПа по Бринелю.

Зная σ_T , можно определим, предел текучести материала $\sigma_T = 10^3 \overline{\sigma}_T$ в МПа, а по σ_m выбрать марку стали с соответствующими характеристиками.

Если известен материал зубьев, то после преобразований (3) и (4) можно определить необходимую твердость материала:

$$\overline{HB} = \frac{3 \cdot 10^{-6} (1 - \overline{h}_a)^2 \omega_m^{1,13} (mz\omega\psi)^{0,73}}{R_1 \sigma_T^2 \Pi} ; (5) \quad \overline{HB} = \frac{2,55 \cdot 10^{-5} (1 - \overline{h}_a)^2 \omega_m^{1,17} \psi (mz\omega\psi)^{0,89}}{\pi b \sigma_T^2 \Pi} . (6)$$

При использовании (3-6) необходимо подставлять R_1 , b , m в м, Π в мм, ω_m в Н/м, ω в c^{-1} и ψ в рад.

Допустимая величина износа Π трущихся поверхностей зубьев зависит от многих факторов, в том числе от условий эксплуатации зубчатых муфт и предъявляемых к ним требований. Применительно к зубчатым муфтам, например, судовых агрегатов можно исходить, из $\Pi \leq j_n$, где j_n – величина нормального бокового зазора между зубьями. Для зубчатых муфт общего машиностроения, работающих при больших углах перекося осей, следует принимать $\Pi \leq 2j_n$, а для авиационных зубчатых муфт – $\Pi \leq 2F_r$, где F_r – величина накопленной погрешности окружных шагов зубьев.

Определим необходимую твердость рабочих поверхностей зубьев муфты, у которой $h_a = 0,35$, $\omega_m = 9 \cdot 10^5$ Н/м, $z = 58$, $\omega = 220 c^{-1}$, $\psi = 6,25 \cdot 10^{-3}$ рад, $R_1 = 2,62$ м, материал – сталь 18ХНВА, $\Pi = 0,35$ мм. По формуле (5) для стали 18ХНВА, у которой $\sigma_T = 850$ МПа, определим $\overline{HB} = 5,9$. Тогда $HB = \overline{HB} \cdot 10^3$ МПа = 5900 МПа. Указанная твердость зубьев может быть обеспечена путем их азотирования.

Если Π увеличить в 2 раза, то полученная твердость будет соответствовать примерно твердости стали 18ХНВА, и в этом случае отпадает необходимость в химико-термическом упрочнении трущихся поверхностей зубьев. Химико-термического упрочнения можно избежать также и в том случае, если в данном примере принять $\overline{h}_a = 0,54$ вместо $h_a = 0,35$. Увеличение \overline{h}_a возможно либо за счет применения более вязкого масла или за счет снижения величины шероховатости поверхностей.

Таким образом, приведенные зависимости (3-6) указывают на широкие возможности повышения износостойкости зубьев. Существенно на износостойкость зубьев влияет твердость и свойства материалов. Наряду с другими факторами, определяющее влияние на износостойкость зубьев оказывает смазка. Из (3-6) следует, что величина $1 - \overline{h}_a$ может изменяться в десятки и даже в сотни раз, особенно в режимах граничного трения.

В [8] показано, что сведение бочкообразности на зубьях втулки привело к увеличению нагрузочной способности, например, зубчатых муфт судовых агрегатов на 30-40%. Одним из резервов повышения нагрузочной способности является увеличение податливости валов, соединяющих зубчатые муфты, а также создание более тонкостенных конструкций втулок и обойм.

На снижение нагрузочной способности зубчатых муфт влияет не только бочкообразность зубьев втулки, но и бочкообразность зубьев обоймы.

Рассмотрим сравнительную оценку нагрузочной способности зубчатых муфт с бочкообразными зубьями втулок и прямыми зубьями обойм и зубчатых муфт, у которых зубья втулок и обойм бочкообразные, используя коэф-

коэффициент перегрузки зубьев.

Коэффициент перегрузки зубьев K_p представляет собой отношение максимального усилия F_{\max} , действующего на наиболее нагруженную сопряженную пару зубьев, к усилию F_m , определяемому из условия равномерного распределения нагрузки между зубьями. В том случае, когда при перекосе осей часть зубьев вышла из зацепления, что характеризуется неравенством

$$F_m < \frac{R_1 \Psi^2 (R_2 - R_1) \cos \alpha_w}{4R_2 \delta_\Sigma},$$

зависимость для K_p имеет вид [8]

$$K_p = \frac{\pi}{2\gamma} + \frac{R_1 \Psi^2}{4F_m \delta_\Sigma} \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma}\right) \cos \alpha_w, \quad (7)$$

где R_2 – радиус бочкообразности зубьев обоймы; γ – параметрический угол, определяющий количество зубьев, находящихся в зацеплении.

Если F_m больше правой части указанного неравенства, то все зубья участвуют в зацеплении, и в этом случае необходимо в (7) положить $\gamma = \pi/2$ тогда получим

$$K_p = 1 + \frac{R_1 \Psi^2}{4F_m \delta_\Sigma} \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) \cos \alpha_w. \quad (8)$$

Положив в (7), (8) $R_2 = \infty$, найдем зависимости K_p для зубчатых муфт с бочкообразными зубьями втулок и прямыми зубьями обойм:

$$K_p = \frac{\pi}{2\gamma} + \frac{R_1 \Psi^2}{4F_m \delta_\Sigma} \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma}\right) \cos \alpha_w; \quad (9) \quad K_p = 1 + \frac{R_1 \Psi^2}{4F_m \delta_\Sigma} \cos \alpha_w. \quad (10)$$

Из анализа выражений (7) и (8) следует, что коэффициенты перегрузки зубьев при $R_1 < R_2$ всегда больше единицы, и он уменьшается при снижении R_2 , а при $R_1 = R_2$ становятся равными единице или очень близкими к ней. Случай, когда $R_1 > R_2$, с физической точки зрения является неправдоподобным, так как при этом коэффициенты перегрузки зубьев становятся меньше единицы. Следовательно, придавая одинаковую бочкообразность зубьям втулок и обойм, можно существенно снизить неравномерность распределения усилий между зубьями, а при $R_1 = R_2$ добиться ее ликвидации. Таким образом, исходя из $R_1 = R_2$, можно спроектировать зубчатую муфту, которая с точки зрения распределения нагрузки между зубьями приближается к идеальным шарнирам.

Анализ (9) и (10) показал, что коэффициенты перегрузки зубчатых муфт с бочкообразными зубьями втулок и прямыми зубьями обойм всегда больше единицы, и они для зубчатых муфт общего назначения находятся в пределах 1,7-3.

Сравнения зубчатых муфт указывают на то, что введение бочкообразности также и на зубьях обоймы приводит к повышению нагрузочной способности зубчатых муфт по напряжениям изгиба в 1,7-3 раза. Повышение нагрузочной способности зубчатых муфт по контактным напряжениям является менее ощутимым, так как при равенстве R_1 и R_2 приведенный радиус кривизны для модели внешнего контакта двух цилиндров уменьшается вдвое.

При расчете на прочность нагрузочная способность зубчатых муфт в основном определяется переменными напряжениями изгиба. Контактные напряжения в большинстве случаев не лимитируют нагруженность зубьев.

Зубчатые муфты работают в режимах полужидкостного и жидкостного трения. При жидкостном трении работоспособность зубчатых муфт является практически неограниченной, однако не всегда предоставляется возможным спроектировать муфты для эксплуатации в указанных режимах трения. В большинстве случаев, особенно при больших углах перекоса осей, зубчатые муфты работают в режимах полужидкостного трения, для которых характерны износы зубьев.

Зависимости (3-6) позволяют определить износостойкость зубьев за 10^7 циклов. Указанные зависимости учитывают взаимное влияние на износ зубьев смазки, шероховатости поверхностей, нагрузки, скорости вращения, углов перекоса осей, размеров, твердости трущихся поверхностей, материалов и формы боковых образующих зубьев.

Выводы:

1. В значительной степени износостойкость зубьев зависит от твердости трущихся поверхностей и материал зубьев, в связи с чем, при изготовлении зубчатых муфт следует применять легированные стали и подвергать зубья химикотермическому упрочнению, что повысит их износостойкость в 20-30 раз в сравнении с зубьями, изготовленными из углеродистых сталей. Однако наибольшее влияние на износостойкость оказывает смазка, которая позволяет в десятки и даже в сотни раз уменьшать износ зубьев.

2. Для повышения нагрузочной способности зубчатых муфт необходимо при проектировании стремиться к уменьшению толщин стенок втулок и обойм и к увеличению податливости соединяемых валов.

3. Введение бочкообразности не только на зубьях втулок, но и на зубьях обойм, позволит резко повысить нагрузочную способность зубчатых муфт за счет равномерного распределения усилий между зубьями и существенно снизить металлоемкость конструкций, что приведет к повышению работоспособности.

Список литературы: 1. Айрапетов Э.Л. Зубчатые муфты [Текст] / Э.Л. Айрапетов, О.И. Косарев. – М.: Наука, 1982. – 128с. 2. Верховский А.Н. Определение напряжений в опасных сечениях деталей сложной формы [Текст] / А.Н. Верховский, В.П. Андронов. – М.: Машгиз, 1958 – 147с. 3. Поляков В.С. Нагрузочная способность зубчатых муфт с бочкообразными зубьями [Текст] / В.С. Поляков, В.Н. Косыкин [Текст] // В кн.: Конструкция и расчет машин. – Л.: ЛПИ, 1966. – С.11-25. 4. Попов А.П. Экспериментальное исследование зубчатых соединений с криволинейными образующими зубьев в статических условиях [Текст] / А.П. Попов, В.В. Алексеенко // Труды НКИ. – Николаев, 1973. – Вып.67. – С.3-9. 5. А.с. 1695009 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / А.П. Попов (СССР). – 4710770/27; заявл. 26.06.89; опубл. 30.11.91. Бюл. №44. 6. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / А.П. Попов (СССР). – 4089604/31-27; заявл. 09.07.86; опубл. 30.08.89, Бюл. №32. 7. Попов А.П. Исследование законов распределения зазоров между зубьями зубчатых муфт с различными формами образующих боковых поверхностей зубьев [Текст] / А.П. Попов // Смазка и трение в судовых машинах: Сб. научн. тр. – Николаев: НКИ, 1992. – С.30-46. 8. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах [Текст] / А.П. Попов. – Л.: Судостроение, 1985. – 240с.

Поступила в редколлегию 09.04.2013

УДК 621.833

Повышение работоспособности зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов / В.С. Подгуренко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.94-98. – Бібліогр.: 8 назв.

Дано рекомендації по поліпшенню працездатності зубчатих муфт з урахуванням заходів, спрямованих на збільшення зносостійкості зубів і підвищення навантажувальної здатності.

Ключові слова: муфта, зуби, бочкоподібність, зносостійкість, навантажувальна здатність.

The recommendations on improvement of working ability of gear couplings with regard to measures directed to increasing of abrasion resistance and load capacity.

Keywords: coupling, teeth, barrel, abrasion resistance, load capacity.

А.П. ПОПОВ, д.т.н., проф., заведующий каф. механики и конструирования машин НУК им. адм. Макарова, Николаев;
О.И. САВЕНКОВ, ассистент НУК им. адм. Макарова;
Л.А. ПОПОВА, научный сотрудник НУК им. адм. Макарова

ИННОВАЦИОННЫЕ ЗУБЧАТЫЕ МУФТЫ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

*Памяти проф. А.И. Павлова
посвящается*

В работе впервые на основе криволинейных образующих переменной кривизны боковых поверхностей зубьев втулки разработаны зубчатые муфты, нечувствительные к расцентровкам осей соединяемых валов судовых агрегатов.

Ключевые слова: муфта, зубья, модификация, перекося, оси, нагрузка.

Постановка проблемы. Разработка и создание высоконагруженных зубчатых муфт, предназначенных для эксплуатации в условиях перекося осей соединяемых валов агрегатов, является актуальной проблемой, успешное решение которой предопределяет эксплуатационные характеристики и технико-экономические показатели машин и механизмов судовых энергетических установок. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих в настоящее время научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые муфты. Для успешного решения указанной проблемы необходимы не только новые технические решения, но и технологические возможности изготовления вновь создаваемых зубчатых муфт.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по созданию зубчатых муфт, обладающих высокой нагрузочной способностью, на основе новых технических решений изложены в [1-7]. При этом определены три наиболее перспективных направления при решении указанной проблемы, а именно: профилирование разверток делительных цилиндров зубчатых втулок и обойм соответственно с наружными и внутренними зубьями; создание зубчатых муфт с трехвенцовыми втулками и одновенцовыми обоймами; разработка зубчатых муфт с комбинированной продольной модификацией наружных и внутренних зубьев.

Цель работы. Доказательства на основе новых технических решений и теоретических исследований уникальности зубчатых муфт, которые в процессе нагружения не реагируют на расцентровки осей соединяемых валов, т.е. практически работают как идеальный шарнир. Для этих муфт характерна продольная модификация наружных зубьев втулки. Указанная продольная модификация наружных зубьев выполнена в виде криволинейных образующих их боковых поверхностей, характеризующихся переменной кривизной. При этом кривизна образующих боковых поверхностей зубьев возрастает от середины зубьев к их торцам, в связи с чем радиус кривизны образующих, как величина переменная, наоборот, уменьшается от середины зубьев к их торцевым участкам.

Изложение основного материала. Сначала решение задачи выполним для случая, когда образующие боковых поверхностей наружных зубьев втулки представляют собой дуги окружностей с радиусом кривизны R . Затем по-

лученные решения преобразуем в выражения для образующих боковых поверхностей указанных зубьев переменной кривизны, характеризуемых радиусом $R(\varphi)$, где $\varphi = \theta + \alpha$ – текущий угол поворота зубьев; θ – угол поворота зубьев относительно оси y (рисунок 1,а); α – угол давления на дуге, проведенной радиусом r ; знаки "±" – характеризуют направления вращения зубчатой муфты.

Перейдем к определению закона распределения зазоров между зубьями в условиях перекоса осей, обратившись к рисунку 1. На этом рисунке эвольвента 1 после перекоса осей на угол ψ занимает положение 2 (рисунок 1,а). Указанным эвольвентным кривым 1 и 2 соответствуют образующие боковой поверхности зуба 3 и 4 (рисунок 1,б).

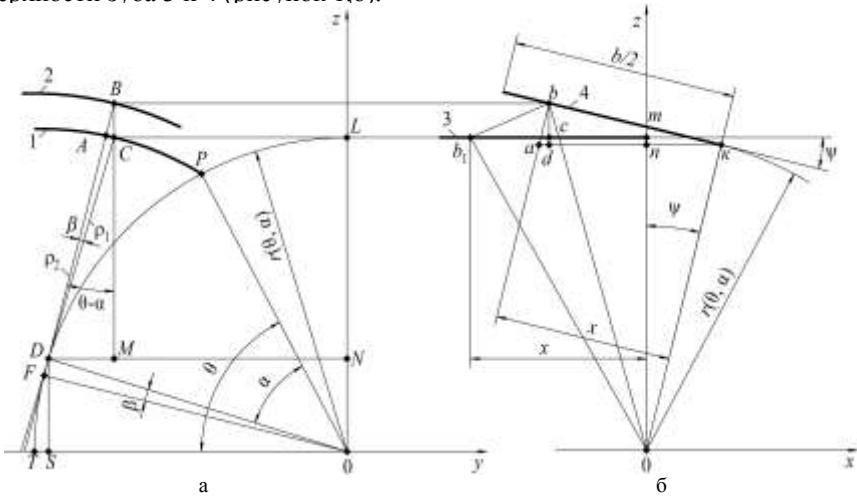


Рисунок 1 – Распределение зазоров между зубьями в условиях перекоса осей:

а – положение эвольвентных кривых 1 и 2 в плоскости, нормальной к оси муфты;

б – положение поверхностей 3 и 4 боковой поверхности зуба в плоскости оси муфты

Из прямоугольного треугольника BAC (рисунок 1,а) следует, что изменение величины нормального бокового зазора вследствие перекоса осей выглядит так:

$$j'_n(\theta, \alpha) = AB = AC \cdot \cos(\theta - \alpha). \quad (1)$$

где величина отрезка $BC = bc$.

В свою очередь, величина отрезка $bc = bd - dc$ (рисунок 1,б). В соответствии с рисунком 1,б отрезок $bd = ab \cdot \cos \psi$, где $ab = xt \sin \psi$. С учетом выражения отрезка ab зависимость отрезка bd примет вид

$$bd = x \sin \psi. \quad (2)$$

Величина отрезка dc в соответствии с рисунком 1,б будет равна

$$dc = mn = Om - On = r(\theta, \alpha) - r(\theta, \alpha) \cos \psi = r(\theta, \alpha)(1 - \cos \psi). \quad (3)$$

С учетом выражений (2) и (3) зависимость (1) представим следующим образом,

$$j'_n(\theta, \alpha) = [x \sin \psi - r(\theta, \alpha)(1 - \cos \psi)] \cos(\theta - \alpha). \quad (4)$$

Учитывая, что угол ψ является величиной малого порядка, разложим каждую из функции $\sin \psi$ и $\cos \psi$ в ряд, в связи с чем получим: $\sin \psi \approx \psi$; $\cos \psi = 1 - \psi^2/2$.

На основании выражений $\sin\psi$ и $\cos\psi$ представим уравнение (1) следующим образом,

$$j_n'(\theta, \alpha) = \left[x - \frac{\Psi}{2} r(\theta, \alpha) \right] \Psi \cos(\theta - \alpha). \quad (5)$$

Радиус $r(\theta, \alpha)$ является переменной величиной, так как он зависит от места расположения формы образующей боковой поверхности зуба по его высоте, а также от места нахождения зуба, характеризуемого углом поворота θ , в связи с чем необходимо определить выражение $r(\theta, \alpha)$. Для этого, исходя из рисунка 1,а запишем $r(\theta, \alpha) = ON + NL$, где

$$\left. \begin{aligned} ON &= DS = r(\theta, \alpha) \sin(\theta - \alpha); \\ NL &= MC = CD \cos(\theta - \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Так как отрезок CD равен радиусу кривизны эвольвенты в точке C (рисунок 1,а), который выражен через ρ_1 , то $MC = \rho_1 \cos(\theta - \alpha - \beta)$. С другой стороны, учитывая обкатывание воспроизводящей прямой по окружности без скольжения, запишем $\rho_1 = DP = \alpha r(\theta, \alpha)$, тогда второе выражение (6) примет вид

$$NL = MC = \alpha r(\theta, \alpha) \cos(\theta - \alpha - \beta). \quad (7)$$

На основании зависимостей (6) и (7) получим зависимость радиуса

$$r(\theta, \alpha) = r(\theta, \alpha) [\sin(\theta - \alpha) + \alpha \cos(\theta - \alpha - \beta)], \quad (8)$$

где β – угол, заключенный между радиусами кривизны ρ_1 и ρ_2 эвольвентной кривой соответственно в точках C и A , представляющей собой величину малого порядка.

Использование уравнения (8) в приведенном виде невозможно, так как оно является трансцендентным с тремя неизвестными углами θ , α и β , а именно,

$$\sin(\theta - \alpha) + \alpha \cos(\theta - \alpha - \beta) = 1.$$

В связи с этим упростим выражение (8), исходя из следующих допущений. Угол β , как величину малого порядка, примем равным нулю. Угол α , как известно, изменяется по высоте зуба, возрастая от ножки зуба к его головке. Следовательно, боковой зазор по высоте зубьев изменяется в очень малых пределах, что можно не учитывать при получении функции (1). На основании изложенного в качестве расчетного примем угол давления α , равным углу зацепления α_w , которому соответствует радиус делительной окружности $r = mz/2$, где z – число зубьев; m – модуль.

В соответствии со сказанным, приняв углы $\alpha = \alpha_w$, угол $\beta = 0$, полагая радиус $r(\theta, \alpha)$, стоящий в правой части зависимости (8), равным $mz/2$, преобразуем уравнение (8) к виду

$$r(\theta, \alpha_w) = \frac{mz}{2} [\sin(\theta - \alpha_w) + \alpha_w \cos(\theta - \alpha_w)]. \quad (9)$$

Уравнение (9) содержит угол $\theta - \alpha_w$, который характеризует направление вращения зубчатой муфты, например, против часовой стрелки. Тогда в этом случае имеем $\theta - \alpha_w$, а в общем случае величина указанного угла равна $\theta \pm \alpha_w$. В дальнейшем примем угол $\theta \pm \alpha_w = \varphi$, в связи с чем уравнение (9) представим следующим образом,

$$r(\varphi) = \frac{mz}{2} (\sin \varphi + \alpha_w \cos \varphi). \quad (10)$$

В результате подстановки в выражение (5) зависимости (10) с учетом за-

мены $r(\theta, \alpha)$ на $r(\varphi)$ при $\alpha = \alpha_w$ получим в окончательном виде уравнение распределения нормальных боковых зазоров между зубьями, а именно,

$$j'_n(\varphi) = \left[x - \frac{mz\psi}{4} (\sin \varphi + \alpha_w \cos \alpha) \right] \psi \cos \varphi. \quad (11)$$

Уравнение (11) является основополагающим. Оно позволяет перейти к отысканию любой функции изменения нормальных боковых зазоров между зубьями с различными формами образующих их боковых поверхностей.

На основании уравнения (11) представим функцию распределения нормальных боковых зазоров между зубьями с прямолинейными образующими их боковых поверхностей (рисунок 2,а) в следующем виде,

$$j_n(\varphi) = j'_n - j'_n(\varphi) = \frac{j_n}{2} - \left[x - \frac{mz\psi}{4} (\sin \varphi + \alpha_w \cos \varphi) \right] \psi \cos \varphi, \quad (12)$$

где j'_n – половина величины нормального бокового зазора между зубьями до перекоса осей.

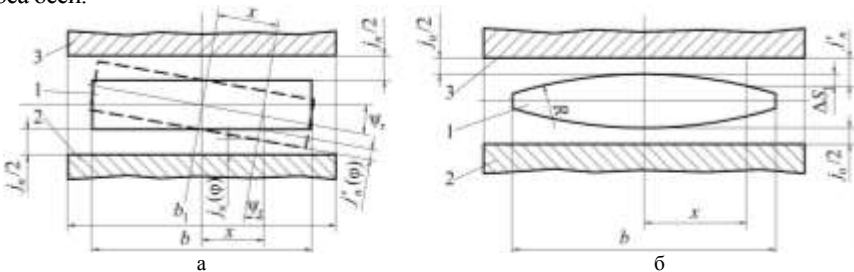


Рисунок 2 – Расположение зубьев муфты в среднем положении:

а – прямые зубья 1 втулки и 2, 3 обоймы; б – бочкообразные зубья втулки 1 и прямые зубья 2, 3 обоймы

А теперь обратимся непосредственно к зубчатой муфте с бочкообразными наружными и прямыми внутренними зубьями (рисунок 2,б). В этом случае, исходя из рисунка 2,б, запишем

$$j'_n = \frac{j_n}{2} + \Delta S, \quad (13)$$

где $\Delta S = x^2/2R_n$; $R_n = R/\cos \alpha_w$; R – радиус бочкообразности наружных зубьев втулки в нормальном сечении к профилю зуба; R – радиус бочкообразности сечения зуба; $x = R_n \psi \tau = (R\psi/\cos \alpha_w) \cos \varphi$ – текущая координата.

С учетом найденных выражений ΔS , x и R_n уравнение (13) примет вид

$$j'_n = \frac{j_n}{2} + \frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} \cos^2 \varphi. \quad (14)$$

В результате подстановки правых частей выражений x и (14) в уравнение (12) получим зависимость

$$j_n(\varphi) = \frac{j_n}{2} - \frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} \cos^2 \varphi + \frac{mz\psi^2}{4} (\sin \varphi + \alpha_w \cos \varphi) \cos \varphi. \quad (15)$$

Сблизим до соприкосновения друг с другом соседнюю пару наружных и внутренних зубьев, характеризуемых минимальной величиной нормального бокового за-

зора $j_{n\min}$ между ними, которая возможна при угле $\varphi=0^\circ$, в связи с чем при $j_n(\varphi)=j_{n\min}$ уравнение (15) примет вид

$$j_{n\min} = \frac{j_n}{2} - \frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} + \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4}. \quad (16)$$

При нагружении зубчатой муфты крутящим моментом T рассматриваемая сопряженная пара зубьев будет характеризоваться деформацией W , которая с учетом выражения (16) будет равна

$$W = W_{\max} + j_{n\min} = W_{\max} + \frac{j_n}{2} - \frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} + \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4}, \quad (17)$$

где W_{\max} – максимальная деформация наиболее нагруженной пары зубьев.

Исходя из выражения (17), запишем уравнение деформации рассматриваемой сопряженной пары зубьев, характеризуемой углом поворота φ , в виде

$$W(\varphi) = W - j_n(\varphi) = W_{\max} - \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) (1 - \cos^2 \varphi) - \frac{mz\psi^2}{8} \sin 2\varphi. \quad (18)$$

При эксплуатации зубчатой муфты в условиях перекоса осей возможны случаи нахождения всех или части сопряженных пар зубьев в зацеплении. Обозначим через угол $\gamma \leq \pi/2$ угол охвата зубчатой муфты, в пределах которого зубья в одной четверти зубчатой муфты участвуют в передаче крутящего момента (рисунок 3,а).

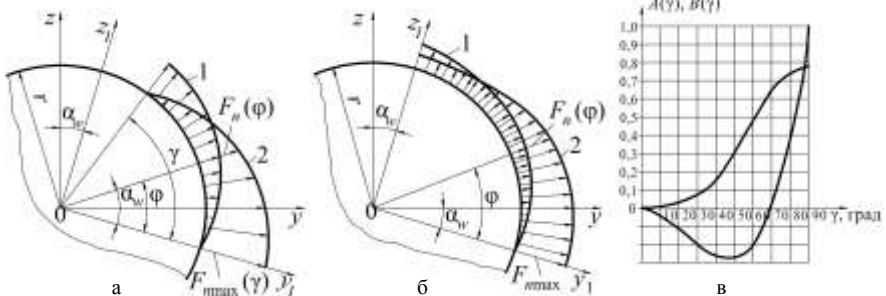


Рисунок 3 – Распределение нормальных боковых зазоров 1, усилий 2 между зубьями и функции угла γ : а – в зацеплении участвует часть зубьев; б – в зацеплении участвуют все зубья; в – $A(\gamma)$ – кривая 1, $B(\gamma)$ – кривая 2

При угле $\varphi=\gamma$ (рисунок 3,а) величина деформации $W(\varphi)$ будет равна нулю, в связи с чем деформация максимально нагруженной сопряженной пары зубьев, исходя из уравнения (18), примет вид

$$W_{\max} = \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) (1 - \cos^2 \gamma) + \frac{mz\psi^2}{8} \sin 2\gamma. \quad (19)$$

После подстановки в уравнение (18) правой части зависимости (19), полагая $W_{\max}=W_{\max}(\gamma)$, найдем выражение

$$W(\varphi) = \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) (\cos^2 \varphi - \cos^2 \gamma) - \frac{mz\psi^2}{8} (\sin 2\varphi - \sin 2\gamma). \quad (20)$$

При угле $\varphi=\pi/2$ последняя сопряженная пара зубьев выберет боковой зазор, в связи с чем зубья войдут в контакт, но еще не нагрузятся, так как де-

формация $W(\varphi)=0$. Тогда деформация максимально нагруженной пары зубьев при этом на основании уравнения (18) будет равна

$$W_{\max} = \frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{8}.$$

Если при перекосе осей соединяемых валов все сопряженные пары зубьев передают полезную нагрузку, то в этом случае деформации $W'_{\max} = W_{\max} + W_F$, где W_F – деформация минимально нагруженной пары зубьев при угле $\varphi=\pi/2$.

Тогда, на основе принципа суперпозиции применительно ко всем сопряженным парам зубьев запишем уравнение (20) в виде

$$W(\varphi) = W_F + \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) (\cos^2 \varphi - \cos^2 \gamma) - \frac{mz\psi^2}{8} (\sin 2\varphi - \sin 2\gamma). \quad (21)$$

Суммарная деформация W_Σ сопряженной пары зубьев обусловлена действием контактной и изгибных деформаций зубьев, а также действием упругих перемещений участков втулки и обоймы, прилегающих к основаниям зубьев. С учетом вышеизложенного запишем

$$W_\Sigma = \delta_\Sigma F_n(\varphi), \quad (22)$$

где δ_Σ – суммарная податливость сопряженной пары зубьев, мм/Н.

На основании равенства $W_\Sigma=W(\varphi)$ и выражений (21) и (22) представим функцию распределения усилий $F_n(\varphi)$ между зубьями в следующем виде,

$$F_n(\varphi) = \frac{W_F}{\delta_\Sigma} = \frac{1}{\delta_\Sigma} \left[W_F + \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) (\cos^2 \varphi - \cos^2 \gamma) - \frac{mz\psi^2}{8} (\sin 2\varphi - \sin 2\gamma) \right]. \quad (23)$$

Параметры W_F и γ , входящие в уравнение (23), являются неизвестными величинами. Для определения угла γ рассмотрим уравнение равенства крутящих моментов T в зубчатой муфте при отсутствии и при наличии перекоса осей, которое имеет вид

$$T = 4 \int_0^\gamma r dF_n(\varphi) \cos \alpha_w = 4r \cos \alpha_w \int_0^\gamma \omega_n(\varphi) d\varphi,$$

где $dF_n(\varphi) = \omega_n(\varphi) d\varphi$; $\omega_n(\varphi) = zF_n(\varphi)/2\pi$ – интенсивность распределения нормального усилия, Н/рад.

В результате подстановки в правую часть последнего уравнения $T = zrF_t$ найдем выражение окружной силы

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{2 \cos \alpha_w}{\pi \delta_\Sigma} \left[W_F \int_0^\gamma d\varphi + \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) \int_0^\gamma (\cos^2 \varphi - \cos^2 \gamma) d\varphi - \frac{mz\psi^2}{8} \int_0^\gamma (\sin 2\varphi - \sin 2\gamma) d\varphi \right] = \\ &= \frac{2 \cos \alpha_w}{\pi \delta_\Sigma} \left[W_F \cdot \gamma + \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) \cdot A(\gamma) - \frac{mz\psi^2}{8} \cdot B(\gamma) \right], \quad (24) \end{aligned}$$

где функции $A(\gamma)$ и $B(\gamma)$ определяются по кривым (рисунок 3,в), и они имеют вид:

$$A(\gamma) = \frac{\gamma}{2} + \left(\frac{\sin \gamma}{2} - \gamma \cos \gamma \right) \cos \gamma; \quad B(\gamma) = \sin \gamma - \gamma \cos \gamma.$$

Полагая угол γ известной величиной, из уравнения (24) найдем зависимость деформаций

$$W_F = \frac{\pi \delta_\Sigma F_t}{2\gamma \cos \alpha_w} - \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4} \right) \cdot \frac{A(\gamma)}{\gamma} + \frac{mz\psi^2}{8} \cdot \frac{B(\gamma)}{\gamma}.$$

Заменяв в уравнении (23) параметр W_F правой частью последнего уравнения, получим выражение распределения нормальных усилий между зубьями,

$$F_n(\varphi) = \frac{\pi F_t}{2\gamma \cos \alpha_w} - \frac{1}{\delta_\Sigma} \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4} \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{\sin 2\gamma}{4} - \cos^2 \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left(\frac{\sin^2 \gamma}{\gamma} - \sin 2\varphi \right). \quad (25)$$

Выражение (25) характерно, для случая выхода части зубьев из зацепления при нагружении. Если в передаче крутящего момента T участвуют все зубья, то в этом случае приняв в уравнении (25) угол $\varphi = \pi/2$, получим

$$F_n(\varphi) = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} - \frac{1}{\delta_\Sigma} \left(\frac{R\psi^2}{2 \cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4} \right) \left(\frac{1}{2} - \cos^2 \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left(\frac{2}{\pi} - \sin 2\varphi \right). \quad (26)$$

Если в уравнениях (25) и (26) принять угол $\varphi = 0^\circ$, то определим зависимости максимальных нормальных усилий, действующих на наиболее нагруженные сопряженные пары зубьев, для случаев нахождения части ($\gamma < \pi/2$) либо всех ($\gamma = \pi/2$) зубьев в зацеплении,

$$F_{n\max}(\gamma) = \frac{\pi F_t}{2\gamma \cos \alpha_w} + \frac{1}{4\delta_\Sigma} \left(\frac{R\psi^2}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{2} \right) \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma} \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \cdot \frac{\sin^2 \gamma}{\gamma}; \quad (27)$$

$$F_{n\max} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} + \frac{1}{4\delta_\Sigma} \left(\frac{R\psi^2}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{2} \right) + \frac{mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma}. \quad (28)$$

Если в зацеплении участвует часть зубьев (угол $\gamma < \pi/2$), то в данном случае, приняв величину деформации $W_F = 0$ и пренебрегая слагаемыми $mz\psi^2 \alpha_w / 4$ и $mz\psi^2 / 8$ правой части уравнения (24), которые малы по сравнению со слагаемым $R\psi^2 / 2 \cos \alpha_w$, получим зависимость для определения функции

$$A(\gamma) = \frac{\pi F_t \delta_\Sigma}{R\psi^2 \cos \alpha_w}.$$

Функции усилий $F_n(\varphi)$ при $\gamma < \pi/2$ и $\gamma = \pi/2$ показаны на рисунке 3, а, б. При найденном значении функции $A(\gamma)$ по формуле (29) угол γ определяется по кривой 1 (рисунок 3, в).

Из приведенных уравнений (25-28) следует, что радиус бочкообразности R зубьев оказывает непосредственное влияние на неравномерность распределения нагрузки между зубьями. При этом установлено, что для равномерного распределения усилий между зубьями в условиях перекоса осей радиус R , характеризующий кривизну криволинейных образующих боковых поверхностей наружных зубьев, должен быть переменной величиной, зависящей от угла поворота φ .

Для подтверждения сказанного обратимся к уравнению (15), из которого следует, что для равномерного распределения нормальных боковых зазоров между зубьями и, как следствие, усилий между зубьями при перекосах осей необходимо, чтобы сумма второго и третьего слагаемых его правой части была равна нулю, т.е.

$$-\frac{R\psi^2}{2\cos\alpha_w}\cos^2\varphi + \frac{mz\psi^2}{4}(\sin\varphi + \alpha_w\cos\varphi)\cos\varphi = 0.$$

Исходя из последнего равенства и полагая $R=R(\varphi)$, найдем

$$R(\varphi) = \frac{mz\cos\alpha_w}{2}(\alpha_w + \operatorname{tg}\varphi).$$

Из рисунка 4 очевидно, что радиус кривизны $R(\varphi)$ в соответствии с формулой (30) убывает от середины зуба к его торцам, т.е. в пределах полудлины $b/2$, где b – длина зуба. При этом в качестве исходных приняты параметры зубчатой муфты: $z=50$; $m=5$ мм; $\alpha_w=20^\circ$ и $b=50$ мм.

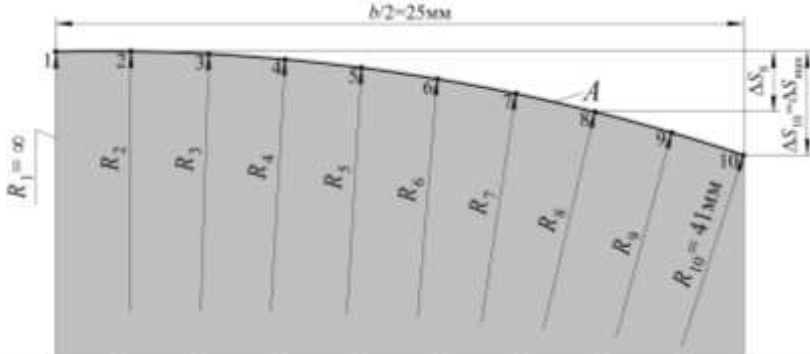


Рисунок 4 – Криволинейная образующая A боковой поверхности наружного зуба

Определение параметра криволинейности ΔS_i зуба осуществляется следующим образом. Предварительно полудлину зуба $b/2=50/2=25$ мм необходимо в соответствии с рисунком 4 разделить на 10 равных частей, в связи с чем цена деления $a=25/10=2,5$ мм. Затем, располагая значениями $R(\varphi)$ и a , находим величины параметров криволинейности ΔS_1 ; ΔS_2 ; ΔS_3 ; ... ΔS_{10} в точках 1;2;3;...10 (рисунок 4) из соотношений; $\Delta S_1=0$; $\Delta S_2=\Delta S_1+a^2/2R_2$; $\Delta S_3=\Delta S_2+a^2/2R_3$; ... $\Delta S_3=a^2/2R_{10}$, где $R_1=\infty$ соответствует углу $\varphi=90^\circ$; $R_2=707,38$ мм – углу $\varphi=80^\circ$; $R_3=362,68$ мм – углу $\varphi=70^\circ$; $R_4=244,52$ мм – углу $\varphi=60^\circ$; $R_5=182,8$ мм – углу $\varphi=50^\circ$; $R_6=141,37$ мм – углу $\varphi=40^\circ$; $R_7=108,85$ мм – углу $\varphi=30^\circ$; $R_8=83,78$ мм – углу $\varphi=20^\circ$; $R_9=61,72$ мм – углу $\varphi=10^\circ$ и $R_{10}=41$ мм – углу $\varphi=0^\circ$.

В соответствии со сказанным применительно к рисунку 4 имеем: $\Delta S_1=0$; $\Delta S_2=0,0044$ мм; $\Delta S_3=0,129$ мм; $\Delta S_4=0,142$ мм; $\Delta S_5=0,159$ мм; $\Delta S_6=0,181$ мм; $\Delta S_7=0,210$ мм; $\Delta S_8=0,247$ мм; $\Delta S_9=0,298$ мм и $\Delta S_{10}=\Delta S_{\max}=0,374$ мм.

В предложенной зубчатой муфте нагрузка при перекосе осей в виде нормальных усилий $F_n=2T/mz^2\cos\alpha_w$ распределяется равномерно между всеми сопряженными парами зубьев, в связи с чем уравнение (28) для этой муфты имеет вид: $F_{n\max}=F_n=\text{const}$.

Для сравнения нагрузочной способности рассматриваемой и традиционной зубчатых муфт, которая, как уже указывалось, характеризуется данными: $m=5$ мм; $z=50$; $\alpha_w=20^\circ$; $b=50$ мм; $R_2=3000$ мм; $F_n=4100$ Н; $\psi=5\cdot 10^{-3}$ рад и $\psi=8,7\cdot 10^{-3}$ рад и $\delta_2=5,5\cdot 10^{-6}$ мм/Н. При этом угол $\psi=8,7\cdot 10^{-3}$ рад соответствует, как известно, ГОСТ 5006-55 на зубчатые муфты общего назначения.

При угле $\psi=5\cdot 10^{-3}$ рад угол $\gamma=\pi/2$, в связи с чем по формуле (28) находим

$F_{\text{max}}=7768\text{Н}$. При угле $\psi=8,7 \cdot 10^{-3}$ рад угол $\gamma=51^\circ$, исходя из которого по формуле (27) вычисляем $F_{\text{max}}(\gamma)=11643\text{Н}$. Таким образом, при угле $\psi=5 \cdot 10^{-3}$ рад нагрузочная способность инновационной зубчатой муфты выше таковой традиционной зубчатой муфты в $7768/4100=1,9$ раза, а при угле $\psi=8,7 \cdot 10^{-3}$ рад – в $11643/4100=2,84$ раза.

Таким образом, с точки зрения нагрузочной способности рассматриваемые зубчатые муфты не имеют аналогов в современном машиностроении. Кроме того, указанные зубчатые вследствие равномерного распределения усилий между всеми сопряженными парами зубьев характеризуются существенным снижением уровня вибрации и шума ΔL в децибелах (дБ) по сравнению с традиционными зубчатыми муфтами. Исходя из решений [7] уровень снижения вибрации и шума ΔL в инновационных зубчатых муфтах по сравнению с существующими зубчатыми муфтами при $\gamma < \pi/2$ и $\gamma = \pi/2$ следует определять по нижеприведенным зависимостям:

$$\Delta L = 20 \lg \left\{ \frac{\psi^2}{4F_i \delta_\Sigma} \left[\left(\frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz \alpha_w}{2} \right) \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma} \right) + \frac{mz \sin^2 \gamma}{2\gamma} + \frac{\pi}{\cos \alpha_w} \right] \cos \alpha_w \right\}; \quad (31)$$

$$\Delta L = 20 \lg \left\{ \frac{\psi^2}{4F_i \delta_\Sigma} \left[\frac{R}{\cos \alpha_w} + \frac{(2 - \pi \alpha_w) mz}{2\pi} \right] + \frac{1}{\cos \alpha_w} \right\} \cos \alpha_w. \quad (32)$$

Исходя из вышеприведенных данных судовой зубчатой муфты при $\psi=5 \cdot 10^{-3}$ рад и $\psi=8,7 \cdot 10^{-3}$ рад, по формулам (31) и (32) находим $\Delta L=5,6\text{дБ}$ и $\Delta L=9,1\text{дБ}$, что указывает на существенное улучшение виброакустических характеристик рассматриваемых зубчатых муфт и судовых энергетических установок в целом.

Кроме того, выполненный анализ упругих изгибающих моментов от действия сил трения и неуравновешенных усилий, возникающих в зубчатом соединении при перекосах осей, показал, что в рассматриваемых зубчатых муфтах по сравнению с традиционными муфтами указанные моменты меньше по своей величине в $1,6 \dots 3,2$ раза, а это позволяет разгрузить выходные валы двигателей и входные валы редукторов от негативного воздействия указанных моментов. И, кроме того, в предлагаемых зубчатых муфтах, как показали выполненные расчеты, к.п.д. выше по сравнению с существующими муфтами на $0,2\% \dots 0,5\%$.

Выводы:

1. Впервые разработаны зубчатые муфты, которые в условиях нагружения и перекоса осей соединяемых валов характеризуется участием всех зубьев в зацеплении и равномерным распределением усилий между сопряженными парами зубьев. В основу разработок указанных зубчатых муфт заложены криволинейные образующие переменной кривизны боковых поверхностей наружных зубьев.

2. Использование указанных зубчатых муфт в судовых энергетических установках исключают возможность перецентровок осей соединяемых валов, обусловленных недопустимым возрастанием их величин в процессе эксплуатации судов, что позволяет избежать значительных материальных затрат, исключить простои судов и увеличить их провозоспособность.

3. Предлагаемые зубчатые муфты по сравнению с традиционными зубчатыми муфтами характеризуются снижением уровня вибрации и шума в пределах $5 \dots 10\text{дБ}$, существенным уменьшением воздействия величин упругих изгибающих моментов в зацеплении на работу двигателей и редукторов, а также повышением к.п.д. силовых установок от $0,2\%$ до $0,5\%$.

Список литературы: 1. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 4089604/31-27; заявл. 09.07.86; опубл. 30.08.89, Бюл. №32. 2. А.с. 1559245 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 4142341/31-27; заявл. 05.11.86; опубл. 15.03.90, Бюл. №10. 3. А.с. 1393945 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 4063606/31-27; заявл. 25.02.86; опубл. 07.05.88, Бюл. №17. 4. А.с. 1587243 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 44415191/31 – 27; заявл. 15.06.88; опубл. 23.08.90, Бюл. №31. 5. *Попов А.П.* Научные основы проектирования зубчатых муфт [Текст] / *А.П. Попов* // Динамика и прочность судовых машин. Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1985. – С.99-111. 6. *Попов А.П.* Зубчатые муфты в судовых агрегатах [Текст] / *А.П. Попов*. – Л.: Судостроение, 1985. – 240с. 7. *Попов А.П.* Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / *А.П. Попов*. – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с.

Поступила в редакцию 09.04.2013

УДК 621.833

Инновационные зубчатые муфты судовых энергетических установок / А.П. Попов, О.И. Савенков, Л.А. Попова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.99-108. – Бібліогр.: 7 назв.

В роботі вперше на основі криволінійних твірних змінної кривизни бічних поверхонь зубів втулки розроблені зубчасті муфти, нечутливі до розцентровок осей з'єднувальних валів судових агрегатів.

Ключові слова: передачі, зуби, модифікація, перекіс, вісі, навантаження.

For the first time the gear couplings non-sensitive to axes disalignments of the ship units shafts have been carried out on the basis of curvilinear generatrices of the bush teeth flank.

Keywords: gear couplings, teeth, modification, disalignment, axes, load.

УДК 621.833.7: 614.84

А.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., проф., доцент каф. ОТО АСР НУГЗУ, Харьков;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник
каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВЫХ СИСТЕМ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Изложены основные принципы проектирования силовых систем с позиции трибофатики, обеспечивающей оптимальное конструирование несущих элементов противопожарной техники. Оценены выбор материала, площадь контакта, ресурсное проектирование и размеры поперечных сечений проектируемых несущих элементов.

Ключевые слова: силовая система, несущий элемент, ресурсное проектирование, надежность, трибофатика.

Постановка проблемы. Специфика эксплуатации противопожарной техники, а именно: повышенные требования к надежности, возможность многократных перегрузок, высокий коэффициент динамичности, интенсивный абразивный износ и т.д. требует надежной, научно обоснованной расчетно-проектировочной базы для разработки новой и модернизации старой техники для проведения работ по тушению пожаров. Исходя из специфики условий эксплуатации автолестниц пожарных типа АЛ-30(131)ПМ506, коленчатых подъемников типа АКП-30 и др., необходимо использовать трибофатический подход к выполнению проектировочных и проверочных расчетов несущих элементов этих машин с целью оптимизации их конструкций при их модернизации.

Анализ последних достижений и публикаций. Оптимизацией конструирования силовых систем в среднем машиностроении Украины зани-

© О.Г. Приймаков, О.В. Устиненко, 2013

маться специалисты ИПП им. Г. Писаренко [1] и авторы настоящей статьи [2-4].

Постановка задачи и ее решение. Задача исследования формулируется следующим образом: установить основные критерии, по которым выполняются проектировочные и проверочные расчеты несущих элементов противопожарной техники с позиции трибофатики.

В обычной практике расчетов отдельных деталей на прочность при проектировании [2-3] решают две основные задачи. 1) размеры поперечного сечения детали и 2) выбирают материал для ее изготовления. Методики таких расчетов разработаны давно и широко известны. При проектировании силовых систем решаются более сложные задачи, чем при расчетах на прочность. Во-первых, требуется определить размеры не одного, а двух элементов системы в сложных условиях нагружения, а также выбрать материалы для их изготовления. Во-вторых, надо учесть работу системы как целого, т.е. принять во внимание и прямой, и обратный эффекты.

Наше намерение состоит не в том, чтобы дать здесь пример выполнения проектного расчета конкретной силовой системы, а в том, чтобы изложить принципы проектирования Сосновского-Трошенко и сравнительно проанализировать различные результаты расчета силовых систем (а) традиционными методами (по отдельным критериям сопротивления усталости и/или износостойкости) и (б) методами трибофатики (по комплексным критериям износостойкости повреждения) [2-4]. Поэтому мы будем рассматривать лишь простейшие силовые системы. Такие системы следует считать принципиальными, поскольку они находятся под воздействием как контактных, так и неконтактных (повторно-переменных) нагрузок.

Определение размера поперечного сечения. Определим диаметр вала силовой системы, которая работает при фрикционно-механической усталости. Условие прочности с коэффициентом запаса n_{σ} следует записать с учетом прямого эффекта

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{-1\tau}}{n_{\sigma}}, \quad (1)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение. Величину $\sigma_{-1\tau}$ (предела выносливости вала с учетом влияния процессов трения и изнашивания) можно установить либо экспериментально (с помощью машин серии СИ для износоусталостных испытаний), либо расчетным методом, например, по формуле [1]:

$$\sigma_{-1\tau} = \sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_W^2}{\tau_f^2}}. \quad (2)$$

Пусть вал диаметром d изгибается моментом M . Тогда, как известно, наибольшее нормальное напряжение в нем

$$\sigma = \frac{M}{W} \frac{M}{\pi d^3 / 32}, \quad (3)$$

где W – момент сопротивления изгибу.

Учитывая (3) в (4), найдем, с учетом (2), необходимый диаметр вала:

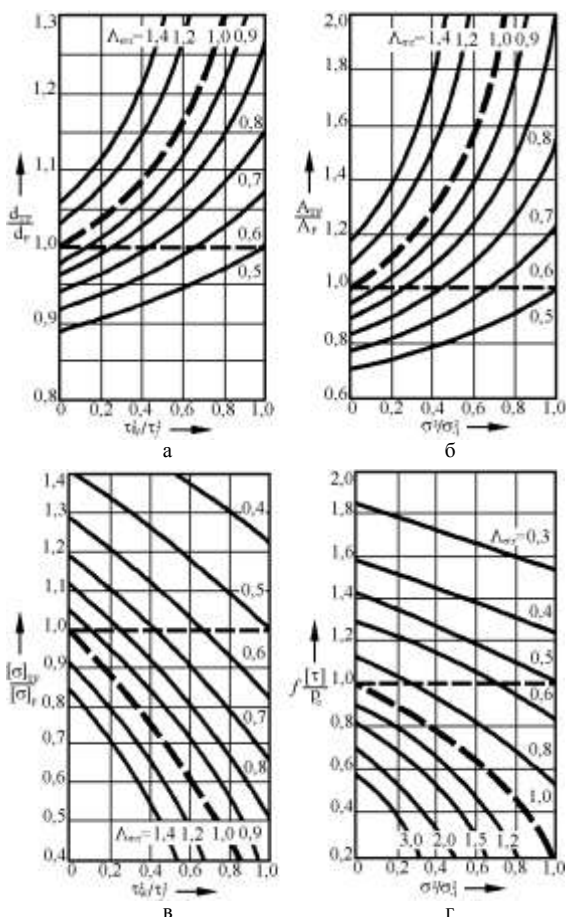


Рисунок 1 – Основные решения задачи проектирования силовых систем:

а – определение диаметра вала; б – определение площади контакта; в – выбор материала; г – определение коэффициента трения

нией; сплошные линии характеризуют случаи, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} > 1$ либо $\Lambda_{\sigma/\tau} < 1$.

Пусть, например, $\tau_0^2/\tau_f^2 = 0.5$. Тогда оказывается, что $d_{TF}/d_F \approx 1,12$, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} = 1$, и $d_{TF}/d_F \approx 1,2$, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 1,2$. А в случае, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 0,5$, имеем $d_{TF} \approx 0,93 d_F$. Конкретные значения параметра $\Lambda_{\sigma/\tau}$ взаимодействия повреждений определяют в зависимости от свойств упрочнения-разупрочнения материалов, принятых для элементов силовой системы, и условий ее эксплуатации.

Общее заключение таково: диаметр вала, определенный по критерию трибофаттики, может быть существенно меньше или больше того диаметра, который был бы определен по критерию механической усталости при условии, что изгибающий момент в обоих случаях одинаков.

$$d_{TF} \geq \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1\tau}}} = \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1\tau}} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma\tau}}}} \quad (4)$$

Таким образом, в рамках трибофаттики (TF) требуемый диаметр вала (d_{TF}) можно определить либо по комплексной характеристике износоусталостного повреждения ($\sigma_{-1\tau}$), либо по отдельным характеристикам сопротивления усталости (σ_{-1}) и износоустойчивости (τ_f) – в зависимости от того, какими результатами экспериментов располагает расчетчик.

Графический анализ формулы (4) дан на рисунке 1, а, где ось ординат служит отношение d_{TF}/d_F диаметра вала, определенного по критерию износоусталостного повреждения (d_{TF}) либо по критерию механической усталости (d_F); здесь принято, что коэффициенты запаса в обоих случаях одинаковы ($n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$). Случаю $d_{TF} = d_F$ соответствует горизонтальный пунктир на рисунке 1, а. Учет процессов трения и изнашивания при $\Lambda_{\sigma/\tau} = 1$ иллюстрируется криволинейной пунктирной линией;

Определение площади контакта. Эту задачу решим для силовой системы, которая работает при контактно-механической усталости. В таком случае условие прочности с коэффициентом запаса $n_{p\sigma}$ следует записать с учетом обратного эффекта

$$p_0 \leq [p] = \frac{p_{f\sigma}}{n_{p\sigma}}, \quad (5)$$

где $[p]$ – допускаемое контактное давление. Величину $p_{f\sigma}$ (предела контактной выносливости с учетом влияния циклических напряжений) устанавливают либо экспериментально (с использованием машин серии СИ), либо расчетным методом, [1]

$$p_{f\sigma} = p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}. \quad (6)$$

Рассмотрим далее случаи контакта вала с цилиндрическим роликом. Из (5) с учетом (6) получаем формулу для расчета требуемой (номинальной) площади контакта,

$$A_{TF} \geq \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_{f\sigma}} = \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}. \quad (7)$$

Зная величину площади контакта (7) и радиус вала, радиус ролика вычислить нетрудно (например, по соответствующему решению Герца). Анализ условия (7) аналогичен анализу условия (4) и дан на рисунке 1,б. Из этого рисунка следует, что в зависимости от условий работы системы и принятых материалов для изготовления ее элементов может быть $A_{TF} \leq A_T$ или $A_{TF} \geq A_T$. Иными словами, площадь контакта, определенная по критерию трибофатиги (A_{TF}), может быть существенно больше или меньше той площади, которая была определена по критерию "чистого" трения (A_T).

Выбор материала. В качестве примера рассмотрим задачу о выборе материала для вала на основе условия (1). Перепишем его в следующем виде,

$$\frac{\sigma_{-1\tau}}{n_{\sigma\tau}} = [\sigma] \geq \sigma. \quad (8)$$

Из (8) с учетом (2) имеем

$$[\sigma]_{TF} = \frac{\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_W^2}{\tau_f^2}}}{n_{\tau\sigma}} \geq \sigma. \quad (9)$$

Из (9) определяем допускаемое напряжение по критерию износоустойчивости $[\sigma]_{TF}$, а по нему – конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности.

Графический анализ условия (9) представлен на рисунке 1,в, при условии, что коэффициенты запаса прочности $n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$.

Таблица – Коэффициенты запаса прочности

Коэффициенты запаса	Требования к надежности	
	средние	повышенные
$[n]$	1,4 – 1,6	1,5 – 1,8

Нормативные значения $[n_\sigma]$ коэффициента запаса применительно к расчету элементов конструкций на механическую усталость приведены в таблице, там же даны рекомендуемые коэффициенты $n_{\sigma\tau}$ применительно к расчету элементов силовых систем по критерию износоусталостного повреждения. Видно, что $n_{\sigma\tau} < n$; это один из эффективных путей снижения конструктивной массы изделия при обеспечении требуемой эксплуатационной надежности его наиболее ответственных силовых систем.

$n_{\sigma\tau}$	1,2 – 1,3	1,3 – 1,5
------------------	-----------	-----------

Далее рассмотрим аналогичную задачу о выборе материала для подшипника скольжения. Имеем

$$\frac{\tau_{f\sigma}}{n} = [\tau] \geq \tau_W. \quad (10)$$

Далее получаем

$$[\tau]_{TF} = \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{n_{\tau\sigma}} \geq \tau_W. \quad (11)$$

Зная допускаемое напряжение по критерию износоусталостного повреждения $[\tau]_{TF}$, выбираем конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности. Если рекомендации по выбору $n_{\tau\sigma}$ отсутствуют, в первом приближении можно принять $n_{\tau\sigma} = n_{\sigma\tau}$ согласно таблице.

Требования к коэффициенту трения. Коэффициент трения играет существенную роль при силовом анализе механизмов движения. Здесь кратко рассмотрим иную задачу: какой должна быть величина коэффициента трения, чтобы в силовой системе обеспечивался требуемый запас прочности? Тем самым признается, что коэффициент трения, хотя бы и опосредованно, влияет на процессы изнашивания в силовой системе.

Запишем условие проверки прочности обычной пары трения [1-2],

$$\tau_W = fp_a \leq [\tau], \quad (12)$$

из которого применительно к силовой системе, работающей в условиях фрикционно-механической усталости, получим требование для выбора коэффициента трения

$$f_{TF} \leq \frac{[\tau]_{TF}}{p_a}. \quad (13)$$

Из (13) с учетом (11) имеем

$$f_{TF} \leq \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{p_a n_{\tau\sigma}}. \quad (14)$$

Графический анализ формулы (14) дан на рисунке 1,г.

Подчеркнем: формула (13) или (14) дает ответ на вопрос, каким должен быть коэффициент трения в силовой системе, чтобы обеспечивалась ее требуемая эксплуатационная надежность.

Ресурсное проектирование. Если проектирование по предельному состоянию

издавна является, как отмечалось, традиционным методом, то ресурсное проектирование пришло в машиностроение лишь в последние десятилетия [1-4]. Оно базируется обычно на моделях оценки долговечности в заданных условиях эксплуатации. Условие прочности имеет вид

$$N \geq N_R, \quad (15)$$

т.е. расчетная долговечность N не должна быть меньше нормативного ресурса N_R , установленного в результате технико-экономического обоснования. Методы расчета долговечности N изложены в [2].

Поскольку применительно к силовым системам разработана процедура учета взаимодействия повреждений от контактной и неконтактной нагрузок, то для целей проектирования можно использовать не условие (15), а, например, формулу для расчета требуемого диаметра вала

$$d_R \geq \sqrt[3]{\frac{32MK_R}{\pi\sigma_{-1}\sqrt{\Lambda_{\sigma/\tau} - \frac{\tau_W^2}{\tau_f^2}}}}, \quad (16)$$

где параметр ресурса

$$K_R = \left(\frac{N_R}{N_{G\sigma}}\right)^{\frac{1}{m_{\sigma\tau}}}. \quad (17)$$

Пусть для заданной силовой системы каким-либо нормативным документом установлен требуемый технический ресурс N_R . Тогда по формуле (17) вычисляют величину параметра K_R , а, зная его, по формуле (16) находят диаметр вала, который обеспечивает требуемую величину N_R . В формуле (17) $N_{G\sigma}$ и $m_{\sigma\tau}$ – параметры кривой усталости (в соответствующих условиях), которые определяют либо экспериментально (например, на машинах серии СИ), либо расчетным методом. [1-2].

Сравнение результатов расчета долговечности силовых систем методами трибофатики (N_{TF}) и традиционными методами (N_T) показывает (рисунок 2), что неучет взаимодействия необратимых повреждений, обусловленных контактной и неконтактной нагрузками, приводит к большой погрешности.

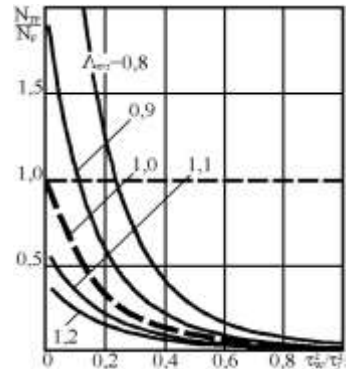


Рисунок 2 – Сравнение результатов ресурсного проектирования силовых систем ($m=12$)

Проектирование с учетом надежности.

Обобщенную систему условий надежности построим на базе статистической модели деформируемого твердого тела с опасным объемом.

Система базируется на основополагающем представлении, что опасный объем равен нулю, если поле действующих напряжений оказывается неповреждающим, так что, следовательно, вероятность отказа $P=0$. И, напротив, вероятность отказа наступает лишь при условии, что в том или ином элементе силовой системы с некоторой вероятностью обнаруживается соответствующий опасный объем ($V_{P\gamma}$, $S_{P\gamma}$); это равносильно возникновению ненулевого

повреждения ($\omega > 0$). Комплексный опасный объем $W_{P\gamma}$ при износоусталостном повреждении определяется как соответствующая функция частных опасных объемов $V_{P\gamma}$ и $S_{P\gamma}$ с учетом взаимодействия повреждающих явлений.

Условие надежности имеет вид

$$P(\sigma, \tau_W) \leq [P], \quad (18)$$

либо

$$Q(\sigma, \tau_W) = 1 - P(\sigma, \tau_W) \geq [Q]. \quad (19)$$

Таковы основные теоретические предпосылки расчета с позиции трибофатиги.

Выводы. Таким образом, создана методология проектирования силовых систем с позиции трибофатиги, обеспечивающей оптимальное конструирование несущих элементов аварийно-спасательной инженерной и противопожарной техники.

Перспективы дальнейших исследований. По мнению авторов в ближайшее время трибофатигический подход станет ключевым при расчете и проектировании несущих элементов противопожарной техники, поэтому начатое исследование есть актуальным и практически целесообразным.

Список литературы: 1. Троценко В.Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В.Т. Троценко. – Киев: Наукова думка, 1981. – 343с. 2. Приймаков А.Г., Градыский Ю.А., Приймаков Г.А. Основы конструирования силовых волновых механизмов с позиции трибофатиги: Монография. – Харьков: Оберіг, 2012. – 302с. 3. Приймаков А.Г., Воробьев Ю.С., Приймаков Г.А. Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач: Монография. – Харьков: Оберіг, 2010. – 383с. 4. Приймаков А.Г., Приймаков Г.А., Швырев Н.П. Расчет и проектирование герметичных силовых волновых зубчатых передач: Монография. – Харьков: Оберіг, 2010. – 112с.

Поступила в редколлегию 09.04.2013

УДК 621.833.7: 614.84

Основы проектирования несущих элементов силовых систем в машиностроении / А.Г. Примаков, А.В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №41(1014). – С.108-114. – Бібліогр.: 4 назв.

Викладені основні принципи проектування силових систем з позиції трибофатиги, що забезпечує оптимальне конструювання несучих елементів аварійно-рятувальної, інженерної та протипожежної техніки. Оцінено вибір матеріалу, площа контакту, ресурсне проектування та розміри поперечних перетинів несучих елементів що проектуються.

Ключові слова: силова система, несучий елемент, ресурсне проектування, надійність, трибофатига.

The basic principles for the design of power systems from the perspective of Tribo-Fatigue, ensuring optimal design of load-bearing elements of rescue, engineering and fire-fighting equipment. Evaluated the choice of material, the contact area, resource planning and cross-sectional designed bearing elements.

Keywords: power system, the carrier, resource planning, reliability, tribo-fatigue.

УДК 621.833.7: 614.84

А.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., проф., доцент каф. ОТО АСР НУГЗУ, Харьков;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник
каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
В.А. ГУЗЕНКО, к.т.н., доц., начальник каф. ОТО АСР НУГЗУ

ТРЕХВОЛНОВЫЕ СИЛОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ И АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Предложены новые конструкции силовых трехволновых зубчатых передач для приводных си-

стем противопожарной и аварийно-спасательной техники. Эти передачи имеют повышенную надежность, нагрузочную способность при минимальных уровнях шума и вибрации, что крайне необходимо при выполнении аварийно-спасательных работ.

Ключевые слова: трехволновая передача, генератор волн, металлополимерное гибкое колесо, герметизированное пространство.

Постановка проблемы. Силовые волновые зубчатые (и фрикционные) передачи (СВЗП) получили широкое распространение в специальном машиностроении Украины, [1-4], в частности, целесообразно использовать их в качестве приводов в автолестницах пожарных типа АЛ-17,30,31, автоподъемниках типа АПК-32,50, в роторах машин дорожно-котлованных типа МДК-2, в роторах траншейных машин колесных ТМК-2, в механизмах поворота стреловых кранов типа КС-4574 и др.

Во всех случаях замене подлежат зубчатые и червячные передачи с большим передаточным числом, высокой надежностью при ограничении по весу и габаритам. Однако практика требует создания надежных высоконагруженных редукторов, способных к многократным перегрузкам в условиях нестационарного нагружения. Такими редукторами, по мнению авторов, есть силовые трехволновые зубчатые редуктора с металлополимерными гибкими колесами [1-4].

Анализ последних достижений и публикаций. Разработкой редукторов данного вида занимаются лишь авторы данной статьи [1-3].

Постановка задачи и ее решение. Задача исследования формулируется следующим образом: разработать семейство конструкций силовых трехволновых зубчатых редукторов с металлополимерными гибкими колесами для аварийно-спасательной, инженерной и противопожарной техники Украины.

При конструировании ВЗП с МГК, работающих в силовых цепях, возникают некоторые дополнительные затруднения, среди которых:

- обеспечение низких удельных давлений в зоне контакта деталей генератора волн с внутренней полимерной поверхностью МГК;
- обеспечение теплоотвода, (пластические массы практически нетеплопроводны);
- обеспечение невысоких напряжений изгиба полимерного слоя (примерно в 5...10 раз ниже, чем для конструкционных сталей);
- обеспечение прочности соединения металлической и полимерной оболочек МГК.

Поэтому силовые ВЗП с МГК имеют следующие конструктивные особенности:

- создается максимальная площадь соприкосновения металлических и полимерных вращающихся частей (генератор и МГК);
- применяются адгезионно-диффузионное и механическое крепление обоих слоев МГК одновременно;
- назначается рациональная толщина полимерного слоя;
- предусматривается контроль температуры масляной ванны с помощью комплектующего термометра;
- материалы для МГК и вид смазки должны выбираться в строгом соответствии с существующими рекомендациями.

Ниже рассматриваются несколько конструкций ВЗП с МГК. На рисунке 1 показана кинематическая схема ВЗП и МГК для передачи вращения в герметизированное пространство.

В данной конструкции гибкое колесо выполнено составным из закрепленного

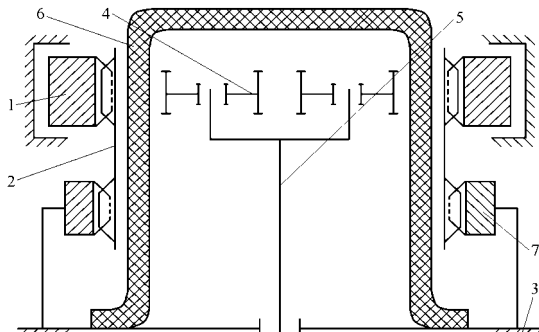


Рисунок 1 – Кинематическая схема герметичной ВЗП с МГК

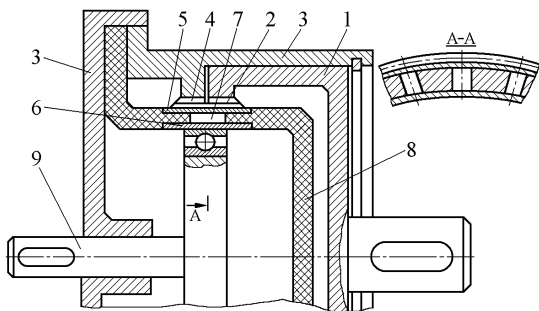


Рисунок 2 – Волновой зубчатый редуктор с МГК

на корпусе тонкостенного полимерного герметизирующего стакана и надето на него зубчатого венца в виде открытой трубы, соединенной с корпусом посредством зубчатой муфты. Такое выполнение редуктора позволяет повысить несущую способность передачи, а также упростить технологию изготовления гибкого колеса. Такой редуктор содержит жесткое подвижное колесо 1, гибкое колесо 2, соединенное с корпусом 3, генератор 4, закрепленный на входном валу 5. Гибкое колесо 2 в виде открытой трубы насажено на полимерный герметизирующий стакан 6. Такое колесо 2 связано с корпусом 3 посредством зубчатой муфты 7. Соединение гибкого колеса 2 с герметизирующим стаканом 6 осуществляется адгезионно-диффузионным способом.

На рисунке 2 представлен волновой зубчатый редуктор с МГК для передачи движения через герметичную стенку (а.с. №345306 М.КЛ³ F16H $1/00$).

Предлагаемый редуктор позволяет уменьшить осевые габариты редуктора и повысить технологичность изготовления гибкого колеса.

Для этого герметизирующий стакан выполнен из неметаллического материала, например, пластмассы, и снабжен герметично распорными элементами, размещенными равномерно по окружности в сквозных отверстиях герметизирующего стакана между промежуточным кольцом и зубчатым венцом.

Промежуточное кольцо и венец могут быть также герметично установлены в герметизирующем стакане.

Волновой зубчатый редуктор содержит жесткое колесо 1, имеющее внутренний мелкомодульный зубчатый венец 2 с числом зубьев, например, 202. На корпусе 3 редуктора нарезан зубчатый венец 4, имеющий те же диаметры выступов и впадин, что и жесткое колесо 1, и тот же модуль, но меньшее число зубьев, например, 200. Внутри корпуса установлено гибкое герметичное колесо, состоящее из тонкостенного гибкого кольца 5, имеющего наружный зубчатый венец с числом зубьев, равным числу зубьев зубчатого венца 4. Внутри кольца 5 установлено промежуточное кольцо 6. Между кольцами на равном расстоянии по окружности установлены распорные элементы 7, выполненные из твердого материала, например, стали.

Герметизирующий стакан 8 выполнен из неметаллического материала, например, капролона.

Кольца 5 и 6, распорные элементы 7 и стакан 8 соединены в один неразбор-

ный узел – гибкое колесо. Вращающий момент передается на кольцо 6 через вал 9.

Редуктор работает следующим образом. Вращающий момент через вал 9 передается кольцу 6. От него посредством распорных элементов 7 – гибкому зубчатому кольцу 5. В результате того, что зубчатый венец 4 и кольцо 5 имеют одинаковое число зубьев, передаточное число от венца 4 к кольцу 5 будет равно бесконечности, и поэтому кольцо вращаться не будет.

В отличие от этого жесткое колесо 1 в результате разницы в числах зубьев между венцом 2 и кольцом 5 будет вращаться в ту же сторону, что и вал 9.

На рисунке 3 представлена волновая зубчатая передача с МГК, работающая по одноволновой схеме. Характерной особенностью такой передачи является ее повышенная надежность и долговечность ввиду того, что радиальное смещение "гибкого" колеса осуществляется посредством крестовой муфты Ольдгейма.

На входном валу 1 крепится одноволновый дисковый генератор, состоящий из эксцентричной втулки 2, подшипника и наружного диска 3, который через полимерное кольцо 8 контактирует с гибким колесом, имеющим наружный зубчатый венец. "Гибкое" колесо 4 входит в зацепление с жестким колесом 5, смещаясь в радиальном направлении посредством муфты Ольдгейма 6, и далее связано с выходным валом.

Вся передача размещена в корпусе 9 и закрывается крышками 10 и 11. Крепление полимерного кольца осуществляется адгезионно-диффузионным способом. Современные приемы зубонарезания позволяют обеспечить требуемую геометрию зацепления такой ВЗП.

Для упрощения технологии покрытия металла полимерным слоем можно покрывать полимером не внутреннюю поверхность гибкого колеса, а наружную поверхность дисков дискового генератора либо гибкого подшипника кулачкового генератора. На рисунке 4 показан трехдисковый генератор волн.

На выходной конец вала 1 на шпонке 2 посажены три эксцентрич-

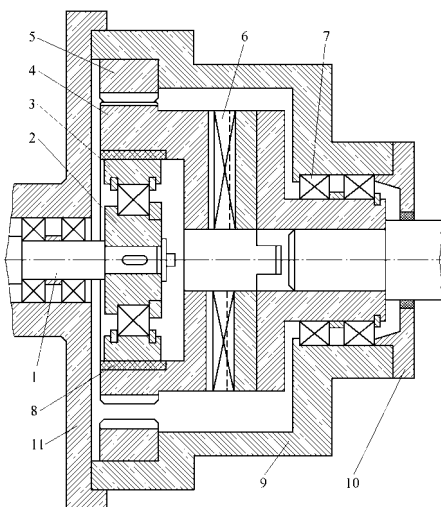


Рисунок 3 – Одноволновая передача на базе крестовой муфты Ольдгейма

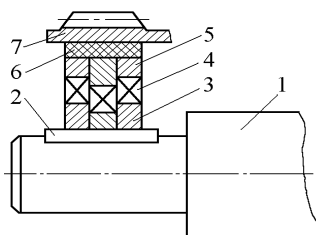


Рисунок 4 – Трехдисковый металлполимерный генератор волн

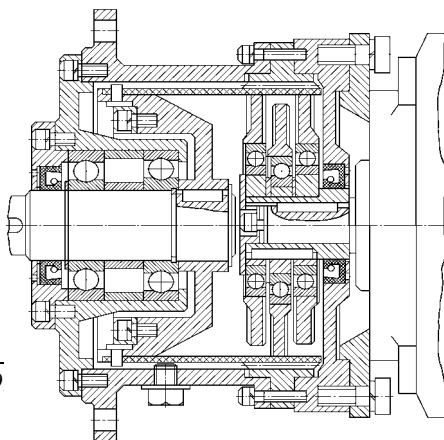


Рисунок 5 – Трехволновой силовой мотор-редуктор

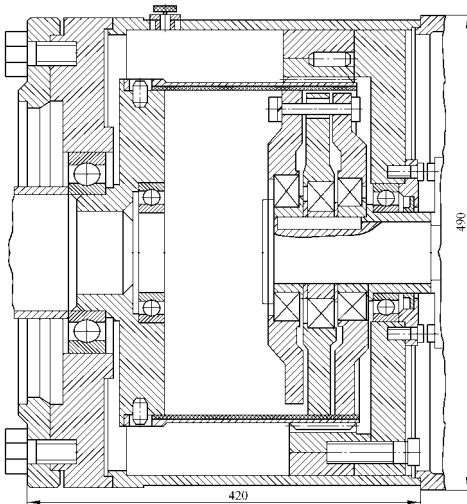


Рисунок 6 – Высокомомментная ТВЗП с МГК

ные втулки 3, смещенные относительно друг друга на 120° . На втулки 3 одеты три подшипника 4, а затем три диска 5, наружная поверхность которых покрыта полимерным слоем 6, который и контактирует с внутренней металлической поверхностью гибкого колеса 7. При такой конструкции сохраняются все прежние расчетные зависимости.

Фиксация втулок (поз. 3), подшипников (поз. 4), а также дисков (поз. 5) осуществляется при помощи крепежных изделий и специальных буртиков.

На рисунке 5 представлен сборочный чертеж трехволнового зубчатого силового мотор-редуктора с дисковым генератором волн. При сравнительно малых осевых и радиальных

габаритах и уровне шума, не превышающем 71дБ, мотор-редуктор имеет следующие характеристики:

- крутящий момент на тихоходном валу – 300Н·м;
- передаточное число – 91;
- направление вращения тихоходного вала – реверсивное;
- частота вращения генератора – 1465 мин^{-1} ;
- мощность установленного электродвигателя – 2,5 кВт;
- модуль зубчатого зацепления – 0,5мм.

Полимерный слой МГК выполнен из капролона В. Нарботка на отказ такого мотор-редуктора составляет не менее 2×10^8 циклов при периодических трехкратных перегрузках.

На рисунке 6 представлена высококомментная трехволновая зубчатая передача с МГК, созданная для ОАО ММК им. Ильича (г. Мариуполь).

При среднем уровне звукового давления, равном 77...79дБ, передача имеет следующие параметры:

- | | |
|--|----------------------------------|
| - момент на тихоходном валу | $T_T=7602\text{Н}\cdot\text{м};$ |
| - передаточное число ($z_T=201, z_{Ж}=207, k_z=2$) | $u=33,58;$ |
| - частота вращения генератора | $n_H=1436\text{мин}^{-1};$ |
| - расчетный срок службы | $T_h=7000\text{ч};$ |
| - модуль зубчатого зацепления | $m=1,75\text{мм};$ |
| - КПД | $\eta=0,85.$ |

Материал полимерного слоя – полиуретан ПУ-1, сопряжение обоих слоев – адгезионно-диффузионное и механическое с помощью штифтов.

Следует отметить, что только трехволновая схема позволяет получить в одной ступени столь низкое значение передаточного числа $u=33,58$ при значительных нагрузках ($T_T=7602\text{Н}\cdot\text{м}$).

Волновая зубчатая передача с магнестрикционным генератором волн. Предлагается новый вид волновой зубчатой передачи, которая работает по

двухволновой схеме зацепления, позволяет значительно повысить надежность, долговечность, нагрузочную способность и значительно расширить нижний предел диапазона передаточных отношений путем замены наиболее нагруженного гибкого зубчатого колеса жестким диском из магнитострикционного материала с внешним зубчатым венцом без изменения геометрии зацепления.

Новая волновая передача имеет улучшенные динамические характеристики и практически безинерционна. Единственным недостатком конструкций, которая предлагается, есть увеличение радиальных размеров передачи для создания достаточной величины магнитной индукции внешней обмотки. В настоящее время в практике нет аналога новой волновой передаче, которая совмещает все известные преимущества волновых передач и не имеет их традиционных недостатков.

Предлагается наиболее уязвимый элемент волновой передачи – гибкое колесо – выполнять в виде диска с внешним зубчатым венцом из магнитострикционного материала, например, сплава $Fe-Ni$, с необходимым и стабильным коэффициентом магнитострикции K_M .

Магнитострикционный диск связан с выходным валом передачи, обеспечивая волновое зубчатое зацепление без гибкого элемента, причем, число волн деформации кратно числу пар полюсов внешней обмотки, что обеспечивает подачу вращающегося электромагнитного поля в зону зубчатого зацепления. Деформируя магнитострикционный диск с внешним вращающимся зубчатым венцом электромагнитным полем, обеспечиваем его волновое зацепление с внутренним зубчатым венцом жесткого колеса, причем все элементы этого зацепления являются жесткими, вследствие чего растет надежность, долговечность, нагрузочная способность такой передачи без ухудшения других критериев работоспособности. Кинематическая схема такой передачи – традиционна [1-4].

Диапазон передаточных отношений такой передачи находится в пределах 30...500, величина внешних нагрузок колеблется в пределах, которые ограничиваются величиной магнитной индукции внешней обмотки; время включения и выключения определяется временем срабатывания электромагнитного поля; в процессе работы под нагрузкой допускаются 3...6-кратные перегрузки.

Минимальная радиальная деформация равна $W=0,15$ мм, что соответствует минимальному стандартному значению модуля зацепления m (международный стандарт ISO). Величина необходимой магнитной индукции B и радиальные габариты внешней обмотки определяются по известным зависимостям с учетом принятой величины W . Разница количества зубьев равняется или кратная 2, рациональные значения количества зубьев диска и жесткого колеса находятся в пределах 400...440.

Изготовление такой передачи не создает конструкторских или технологических трудностей для потенциального производителя.

Мелкомодульная волновая зубчатая передача с зацеплением Новикова. Для обеспечения большей многопарности волнового зубчатого зацепления и повышения нагрузочной способности мелкомодульных гибких колес волновых зубчатых передач целесообразно использовать круговые профили зубьев – зацепление Новикова.

Авторами данной статьи разработана геометрия волнового зубчатого зацепления с круговым профилем зубьев и его прочностной расчет.

Установлены также параметры выходного контура рейки, которые определяют геометрию инструмента для нарезания зубьев.

Установлено, что оптимальное число волн деформаций такой волновой

передачи $n=2$, а оптимальный модуль зацепления $m=0,25...0,5$ мм.

Предложенные авторами конструкции волновых зубчатых передач являются работоспособными по всем критериям работоспособности современных машин и механизмов. Кроме специфических особенностей все предложенные конструкции отличаются своей технологичностью, удобством сборки, надежностью и долговечностью. Если волновая зубчатая передача с магнитострикционным генератором волн дает улучшение динамических характеристик и практически безинерционна, то мелко модульная волновая зубчатая передача с зацеплением Новикова обеспечивает большую многопарность волнового зубчатого зацепления и повышение нагрузочной способности.

Применение современных материалов во всех этих редукторах способствует повышению износостойкости боковых поверхностей зубьев, облегчает термическую обработку контактирующих поверхностей и снижает инерционность подвижных частей волновых передач.

Предложенные конструкции в ближайшее время должны быть внедрены в среднем машиностроении, в частности, в приводных системах аварийно-спасательной, инженерной и противопожарной техники.

Современные методы зубонарезания хорошо согласовываются с технологическими приемами изготовления и сборки основных компонентов предложенных волновых зубчатых передач [4].

Выводы. Таким образом, в статье представлено новое семейство конструкций силовых трехволновых зубчатых передач повышенной надежности, нагрузочной способности при минимальном уровне шума и вибрации. Улучшение эксплуатационных характеристик достигается трансформацией гибкого металлополимерного зубчатого колеса, лимитирующего надежность и нагрузочную способность во вращение выходного вала.

Список литературы: 1. *Прймаков А.Г., Градыский Ю.А., Прймаков Г.А.* Основы конструирования силовых волновых механизмов с позиции трибофатики: Монография. – Харьков: Оберіг, 2012. – 302с. 2. *Прймаков А.Г., Воробьев Ю.С., Прймаков Г.А.* Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач: Монография. – Харьков: Оберіг, 2010. – 383с. 3. *Прймаков А.Г., Прймаков Г.А., Швырев Н.П.* Расчет и проектирование герметичных силовых волновых зубчатых передач: Монография. – Харьков: Оберіг, 2010. – 112с. 4. *Маргулис М.В.* Снижение материалоемкости машин. – К.: Общ-во "Знание" УССР, 1985. – 32с. (Серия VIII "Новое в науке, технике, производстве", №24).

Поступила в редколлегию 09.04.2013

УДК 621.833.7: 614.84

Трехволновые силовые зубчатые передачи для противопожарной и аварийно-спасательной техники / А.Г. Примаков, А.В. Устиненко, В.А. Гузенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.114-120. – Бібліогр.: 4 назв.

Запропоновані нові конструкції силових трихвильових зубчастих передач для приводних систем протипожежної та аварійно-рятувальної техніки. Ці передачі мають підвищену надійність, навантажувальну здатність при мінімальних рівнях шуму та вібрації, що в край необхідне при виконанні аварійно-рятувальних робіт.

Ключові слова: трихвильова передача, генератор хвиль, металополімерне гнучке колесо, герметизований протріп.

Proposed new construction of power three-wave gears drive systems for fire and rescue vehicles. These transmission have increased reliability, load capacity with minimum noise and vibration that edge necessary when performing rescue operations.

Keywords: three-wave transmission, generator waves metal flexible wheel, pressurized space.

Р.В. ПРОТАСОВ, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО СУЩЕСТВОВАНИЯ ЭВОЛЮТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Рассмотрена зависимость между параметрами исходного контура эволютного зацепления (k, α) и основными качественными показателями. Построены области, ограничивающие выбор k и α для передач с определенными числами зубьев. Определены зоны с низкими качественными показателями и границы существования работоспособных передач. Анализ полученных результатов позволяет определить тенденции к назначению параметров исходного контура для синтеза новых рациональных эволютных передач.

Ключевые слова: эволютное зацепление, качественные показатели, блокирующий контур.

Введение. Актуальность задачи. Повышение контактной прочности зубчатых передач является актуальной задачей современного машиностроения.

Новые эволютные передачи с выпукло-вогнутым контактом (ВВК), предложенные А.И. Павловым [1], имеют повышенную нагрузочную способность, однако область существования этих передач с рациональными качественными показателями и соответствующие им геометрические параметры подробно не изучены. Исследование этой области является актуальной научно-практической задачей.

Постановка задачи. При синтезе эволютной передачи в дифференциальном уравнении исходного контура [1, 2]

$$y_1'' = y_1'(1 + y_1'^2) / (-ky_1' + x_1), \quad (1)$$

необходимо задаться начальными условиями:

- коэффициент разновидности эволютной передачи k ;
- угол профиля исходного контура (угол зацепления) в полюсе α .

Варьируя эти параметры в широком диапазоне, можно получить передачи с различными качественными показателями.

Рассмотренные ранее [3] рекомендации относительно области рационального существования эволютных передач очень часто являются противоположными, т.к. различные варианты неравноценны по своим качественным показателям, в первую очередь – по геометрическим. Это существенно затрудняет выбор проектировщиком параметров исходного контура.

Целью работы является исследование области существования рациональных параметров исходного эволютного контура и разработка методики их выбора. За основу возьмем подход, предложенный в конце 50-х годов XX века И.А. Болотовским для эвольвентных цилиндрических передач, заключающийся в построении так называемого блокирующего контура [4].

Содержание исследований. Зависимость геометрических параметров и качественных показателей передачи от параметров исходного контура наиболее наглядно можно показать с помощью кривых, построенных для каждого конкретного сочетания чисел зубьев z_1 и z_2 в системе координат k и α . В этой системе координат каждая зубчатая пара с определенными параметрами исходного контура изобразится единственной точкой. Бесчисленное множество

Таблица 1 – Коэффициенты уравнений исходных контуров эвольвотной передачи

α_s/k	C_1	C_2	C_3
15/2	0,259779	0,0134558	-0,0218818
15/3	0,184264	0,0129465	-0,0288067
15/4	0,141111	0,0101687	-0,0220939
15/5	0,114641	0,008447	-0,0179301
16/2	0,266753	0,0136584	-0,0222346
16/3	0,188454	0,0131191	-0,029323
16/4	0,144017	0,0102959	-0,0223966
16/5	0,116836	0,0085443	-0,0181617
18/2	0,281274	0,0140689	-0,0229508
18/3	0,197135	0,0134873	-0,030111
18/4	0,150039	0,0105609	-0,0230285
18/5	0,121391	0,0087487	-0,0186493
20/2	0,296802	0,0144931	-0,0236933
20/3	0,206366	0,0138768	-0,031043
20/4	0,156443	0,0108450	-0,0237076
20/5	0,126246	0,0089702	-0,0191787

точек координатного поля соответствует множеству вариантов передач, которые можно принять при одном и том же значении чисел зубьев, варьируя только параметры исходного контура.

Примем в рассмотрение геометрические параметры и качественные показатели:

- коэффициент перекрытия ϵ_α больше 1 ($\epsilon_\alpha > 1$);
- отсутствие интерференции зубьев;
- отсутствие заострения вершин зубьев ($s_a^* \geq 0,3m$);
- сохранение радиального зазора больше предельного значения $s = c^* m \geq 0,2m$;
- уменьшение области двояковыпуклого контакта (ДВК) в околополусной зоне $h_{ДВК} = h_{ДВК}^* \cdot m$.

Таблица 2 – Коэффициент перекрытия ϵ_α

α_s/k	2	3	4	5
15	0,97	1,14	1,24	1,33
16	0,85	0,89	0,99	1,07
18	0,85	0,89	0,97	1,04
20	0,86	0,89	0,95	1,02

Предельным значениям каждого из этих факторов в системе координат k и α соответствует определенная линия, отделяющая зону допустимых значений k и α от зоны недопустимых. Форма и расположение этих линий зависят от основных параметров, определяющих геометрию зубчатой передачи.

Далее основные линии, ограничивающие выбор параметров исходного контура k и α по вышеуказанным характеристикам.

Уравнение исходного контура в общем виде имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} x_0 \in (-1, 1); \\ y_0(x_0) = C_1 x_0 + C_2 x_0^2 + C_3 x_0^3 + \dots + C_n x_0^n \end{aligned} \right\} (2)$$

Параметры исследуемых исходных контуров приведены в таблице 1 [2].

Дальнейшие расчеты выполнены для зубчатой пары с параметрами: числа зубьев шестерни и колеса $z_1=40$, $z_2=80$; модуль $m=10$ мм.

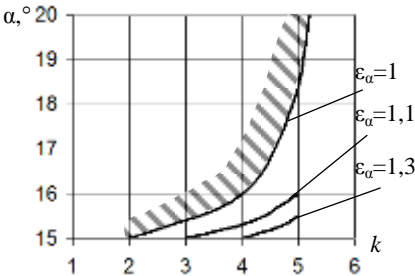


Рисунок 1 – Блокирующий контур по коэффициенту перекрытия ϵ_α

Линия, ограничивающая зону с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 1$. Коэффициент перекрытия зубчатой передачи определим как отношение угла поворота шестерни ψ_ϵ к шагу зацепления $P=2\pi/z_1$ [5],

$$\epsilon_\alpha = \psi_\epsilon / P, \quad (3)$$

где ψ_ϵ состоит из суммы углов по фазам зацепления, $\psi_\epsilon = \psi_z + \psi_a + \psi_P$.

В таблице 2 приведены значения коэффициента перекрытия для рассматриваемых исходных контуров, а на рисунке 1 построен график, ограни-

чивающий выбор параметров исходного контура эволютной передачи по коэффициенту перекрытия.

Линия, ограничивающая зону с коэффициентом радиального зазора $c^* \geq 0,2$. Определим связь между параметрами эволютного исходного контура и величиной радиального зазора. Рабочая часть профиля зуба рейки и прямая вершин сопрягаются радиусом $\rho_f = m \cdot c^* / (1 - \sin \alpha_H)$, где α_H – угол, образуемый касательной к рабочему профилю рейки, проведенной из крайней нижней точки профиля N , имеющей координаты $N(x_0 = -1, y_0 |_{x_0=-1})$. При этом каждому эволютному профилю будет соответствовать свой угол α_H , который определяется по формуле [6]

$$\alpha_H = (\arctg(C_1 + 2C_2 \cdot (-1) + 3C_3 \cdot (-1)^2 + \dots + nC_n \cdot (-1)^{n-1}) \cdot 180 / \pi. \quad (4)$$

Максимальный радиус полностью скругленной впадины определим по формуле

$$\rho_{f \max} = x_1 |_{x_0=-1} / \cos \alpha_H. \quad (5)$$

В таблице 3 приведены значения коэффициента радиального зазора для рассматриваемых исходных контуров, а на рисунке 2 построен график, ограничивающий выбор параметров исходного контура эволютной передачи по коэффициенту радиального зазора c^* .

Линия, ограничивающая зону с областью ДВК $h_{ДВК}$. Для определения кривизны профиля зуба использовалась известная формула дифференциальной геометрии (случай параметрического задания кривой) [7],

$$\chi(x_0) = \frac{y_2''(x_0) \cdot x_2'(x_0) - x_2''(x_0) \cdot y_2'(x_0)}{(x_2'^2(x_0) + y_2'^2(x_0))^{3/2}}. \quad (7)$$

Как известно [1, 7], в районе полюса имеет место зона ДВК с низкой контактной прочностью. В таблице 4 приведены значения коэффициента высоты этой зоны для рассматриваемых исходных контуров, а на рисунке 3 построен график, ограничивающий выбор параметров исходного контура эволютной передачи по коэффициенту высоты зоны ДВК $h_{ДВК}^*$.

Таблица 3 – Коэффициент радиального зазора c^*

α, \circ \ k	2	3	4	5
15	0,113	0,184	0,222	0,248
16	0,1	0,168	0,205	0,231
18	0,074	0,137	0,173	0,197
20	0,05	0,109	0,142	0,165

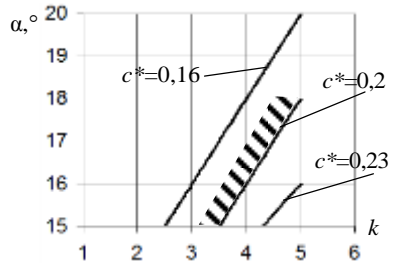


Рисунок 2 – Блокирующий контур по коэффициенту радиального зазора c^*

Таблица 4 – Коэффициент высоты зоны ДВК $h_{ДВК}^*$

α, \circ \ k	2	3	4	5
15	0,19	0,26	0,33	0,4
16	0,18	0,25	0,31	0,38
18	0,17	0,23	0,29	0,35
20	0,15	0,21	0,26	0,32

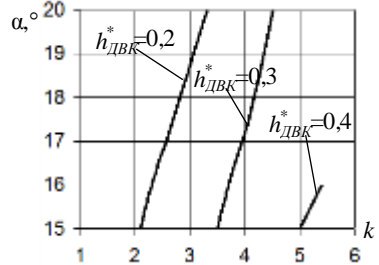


Рисунок 3 – Блокирующий контур по коэффициенту высоты зоны ДВК $h_{ДВК}^*$

Блокирующий контур для эволютной передачи. Собрав воедино рассмотренные выше ограничения и тенденции к изменениям свойств эволютного зацепления в зависимости от k и α , построим блокирующий контур, который будет отражать область рационального существования эволютного зацепления для конкретных значений чисел зубьев z_1 и z_2 .

На рисунке 4 представлен график зависимости между начальными условиями для синтеза исходного контура (k и α) и коэффициентами: перекрытия ϵ_α , радиального зазора c^* , величины зоны ДВК $h_{ДВК}^*$. На графике отсутствуют линии, ограничивающие выбор k и α по условиям отсутствия интерференции зубьев, так как на данном этапе этот вопрос находится в стадии изучения. Что касается заострения зубьев, то соответствующая линия для рассмотренных исходных контуров лежит вне области рационального существования.

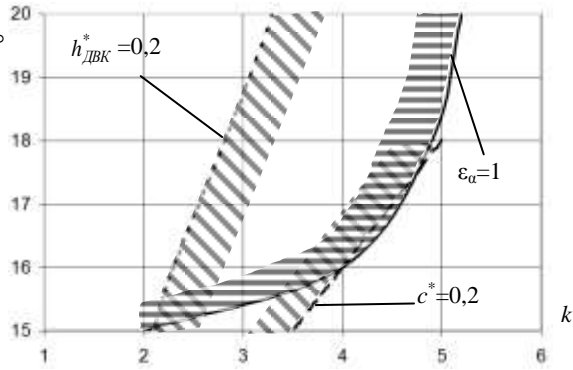


Рисунок 4 – Область рационального существования эволютной передачи с параметрами $z_1=40, z_2=80, m=10\text{мм}$

как на данном этапе этот вопрос находится в стадии изучения. Что касается заострения зубьев, то соответствующая линия для рассмотренных исходных контуров лежит вне области рационального существования.

Выводы:

1. Для имеющихся исходных контуров эволютного зацепления определены основные качественные показатели: коэффициенты перекрытия ϵ_α , радиального зазора c^* и высоты зоны ДВК $h_{ДВК}^*$ на примере одной зубчатой пары.
2. В результате расчетов были выявлены исходные контуры с недопустимыми качественными показателями.
3. По полученным данным были построены графики блокирующих контуров в системе координат k и α , отображающие область допустимых параметров эволютной передачи, а также характер изменения качественных показателей.
4. Анализ блокирующего контура позволяет как выбирать из существующих профилей работоспособный, так и очерчивать тенденции к назначению параметров исходного контура при синтезе новых рациональных эволютных передач.

Список литературы: 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 2. Павлов А.И. Эволютное зацепление и его характеристики // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. – Харьков, 2003. – Вып.5. – С.103-106. 3. Протасов Р.В., Устиненко А.В., Кротенко Г.А. Моделирование геометрии эволютных зацеплений, исследование их некоторых качественных показателей и контактных напряжений // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2012. – №22. – С.106-116. 4. Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Смирнов В.Э. Справочник по корригированию зубчатых колес. – М.: Машгиз, 1962. – 215с. 5. Протасов Р.В., Устиненко А.В., Сериков В.И. Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып.: Проблемы механического привода. – 2011. – №29. – С.154-164. 6. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Построение переходной кривой зубьев эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2010. – №27. – С.148-153. 7. Протасов Р.В. Исследование приведенного радиуса кривизны зубьев эволютных передач // Механiка та маши-

УДК 621.833

Исследование области рационального существования эволютного зацепления / Р.В. Протасов, А.В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.120-124. – Бібліогр.: 7 назв.

Розглянуто залежність між параметрами вихідного контуру еволютного зацеплення (k , α) та основними якісними показниками. Побудовано області, які обмежують вибір k і α для передач з певними числами зубів. Визначено зони з низькими якісними показниками і межі (існування) працездатних передач. Аналіз загального отриманих результатів дозволяє визначити тенденції до призначення параметрів вихідного контуру для синтезу нових раціональних еволютних передач.

Ключові слова: еволютне зацеплення, якісні показники, блокуючий контур.

The dependence between the parameters of the initial contour for evolute gear (k , α) and key quality indicators was considered. The area, restricting the choice of k and α for gearings with certain numbers of teeth was built. The zones of low quality parameters and boundaries of workable gears were defined. Analysis of results to determine the trend in the value of the initial contour parameters for the synthesis of new rational evolute gears.

Keywords: evolute gearing, quality indicators, blocking contour.

В.Н. РУСЕЦКИЙ, главный метролог ОАО "МАЗ", Минск, Беларусь;
В.Е. АНТОНЮК, д.т.н., главный научный сотрудник ОИМ НАН Беларуси, Минск

ВОЗМОЖНОСТИ ДВУХПРОФИЛЬНОГО КОНТРОЛЯ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС

Изложен метод двухпрофильного контроля конических прямозубых передач. Для реализации этого метода контроля разработана схема измерительных и образцовых конических зубчатых колес. Приведены рекомендации по реализации двухпрофильного метода контроля в условиях массового производства с использованием средств с записывающими устройствами.

Ключевые слова: коническое зубчатое колесо, точность, измерительное колесо, двухпрофильный контроль, метод записи

Актуальность задачи. Двухпрофильный контроль является наиболее распространенным параметром контроля зубчатых колес в серийных производствах и его особенностью является возможность одновременного контроля норм кинематической точности, норм плавности и норм бокового зазора. Двухпрофильный контроль может применяться для контроля цилиндрических, конических и червячных передач, что позволяет считать его универсальным методом контроля зубчатых передач [1-3].

В связи с созданием новых средств измерения в последние годы появились приборы для двухпрофильного контроля не только по предельным значениям, что соответствует ГОСТ 1643-81 и ГОСТ 1758-81, но и с полной записью характера изменения ИМП [4-6].

Анализ последних исследований и литературы. Фирма FRENCO GmbH [6] предлагает гамму приборов двухпрофильного контроля зубчатых колес вертикального, горизонтального и специального исполнения с записывающими устройствами и программным обеспечением для анализа причин погрешностей.

Программное обеспечение для анализа результатов измерения двухпрофильного контроля позволяет выделять из графика записи результата двухпрофильного контроля элементарные составляющие по DIN 3960/3963. Программное обеспечение обработки результатов двухпрофильного контроля F_i'' позволяет выделять частотные составляющие, что значительно облегчает выявление возможных причин погрешности измеряемого зубчатого колеса.

В конечном итоге можно сделать вывод о том, что большинство зарубежных изготовителей зубчатых колес широко используют двухпрофильный контроль с записью результатов контроля, что значительно расширяет возможности статистической обработки результатов контроля, хранения информации и выявления причин возникновения тех или других погрешностей.

Если сегодня имеется определенный прогресс в использовании двухпрофильного контроля для цилиндрических зубчатых колес, то для конических зубчатых колес такой контроль практически не применяется.

Постановка задачи. Для контроля точности конических зубчатых колес по ГОСТ 1758-81 для степеней точности начиная с 5-ой и кончая 12-ой рекомендуется использование двухпрофильного контроля, причем начиная с 9-ой по 12-ую степень точности использование двухпрофильного контроля является достаточным для полного контроля норм кинематической точности и норм плавности.

© В.М. Русецкий, В.С. Антонюк, 2013

Материалы исследований. В соответствии с ГОСТ 1758-81 [7] для конических зубчатых колес при двухпрофильном контроле по измерительному межосевому углу назначаются следующие измерительные параметры:

- колебание измерительного межосевого угла за полный цикл $F_{i\Sigma or}''$ (или за полный оборот зубчатого колеса $F_{i\Sigma r}''$),
- колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе за полный цикл $f_{i\Sigma or}''$ (или за полный оборот зубчатого колеса $f_{i\Sigma r}''$),
- отклонения межосевого угла передачи $E_{\Sigma k}$.

Колебание измерительного межосевого угла за полный цикл $F_{i\Sigma or}''$ (или за полный оборот зубчатого колеса $F_{i\Sigma r}''$) определяется как разность между наибольшим и наименьшим измерительным межосевым углом при изменении относительного положения зубчатых колес зубчатой пары (или измерительной пары) при беззазорном их зацеплении за полный цикл (или за оборот колеса) (рисунок 1).

По ГОСТ 1758-81 допускается вместо контроля измерительного межосевого угла контролировать осевое перемещение одного из колес в плотном зацеплении.

В предыдущие годы делались попытки повысить точность средств двухпрофильного контроля. Минским проектно-конструкторским технологическим институтом (МПКТИ) была создана гамма приборов двухпрофильного контроля конических зубчатых колес с приводом вращения и автоматизированным контролем основных параметров с помощью датчиков, работающих по принципу "годен-негоден" (рисунок 2) [8]. Основные проблемы использования двухпрофильного контроля для конических зубчатых колес связаны с проектированием и изготовлением измерительных колес.

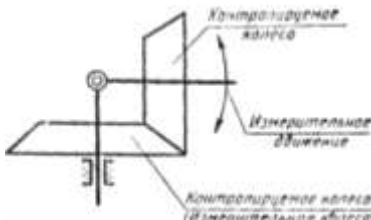


Рисунок 1 – Параметры измерительного межосевого угла

Для **конических зубчатых колес** отсутствует ГОСТ по проектированию измерительных колес для двухпрофильного зацепления. Основное требование к измерительным зубчатым колесам для конических передач заключается в создании измерительных зубчатых колес, у которых толщина зуба должна быть увеличена на величину среднего утонения, предусмотренного для измеряемого колеса.

В отличие от цилиндрических зубчатых колес система измерительных конических колес состоит их контрольных колес, предназначенных для контроля производственных деталей, и образцовых колес, предназначенных для контроля контрольных

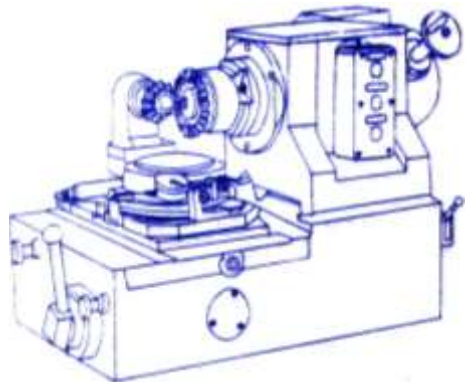


Рисунок 2 – Автоматизированный прибор двухпрофильного контроля для конических зубчатых колес конструкции МПКТИ

колес. Схема контрольных и образцовых шестерен (колес), предназначенных для контроля шестерни и колеса прямозубой конической передачи, представлена на рисунке 3.

ГОСТ 1758-56 предусматривает контроль конических зубчатых колес в плотном зацеплении на приборах двухпрофильного контроля при совпадении вершин начальных конусов. Поэтому для обеспечения этого условия используются измерительные шестерни (колеса) с условными названиями "нулевые", "утолщенные", "утоненные".

Контрольные и образцовые шестерни (колеса) с номинальной толщиной зубьев условно называются "нулевыми".

Контрольные и образцовые шестерни (колеса) с номинальной толщиной зубьев, увеличенной на величину наименьшего утонения зубьев контролируемого колеса (шестерни), условно называются "утолщенными".

Контрольные и образцовые шестерни (колеса) с номинальной толщиной зубьев, уменьшенной на величину наименьшего утонения зубьев контролируемого колеса (шестерни), условно называются "утоненными".

При проверке на приборах двухпрофильного комплексного контроля обычно выполняют посадочные места проверяемой шестерни-детали (колеса-детали) и контрольного колеса (шестерни) в соответствии с посадочными местами шестерни-детали и колеса-детали, что обеспечивает возможность контроля на одном приборе шестерен-деталей и колес-деталей. На приборах двухпрофильного контроля производится контроль деталей как до термообработки, так и после термообработки окончательно обработанных деталей.

В настоящее время отсутствует стандарт, регламентирующий нормы точности и контрольные комплексы контрольных и образцовых шестерен для контроля прямозубых конических колес. Поэтому назначение норм точности и контрольных комплексов контрольных и образцовых шестерен производится исходя из технологических возможностей оборудования для обработки зубьев прямозубых конических колес. Применительно к прямозубым коническим передачам 9-й степени точности целесообразно нарезание зубьев конических и образцовых шестерен на станках того же типа и при тех же наладках, что приняты для нарезания зубьев производственных деталей. Это гарантирует идентичность профилей зубьев производственных, контрольных и образцовых шестерен, что в свою очередь поз-



Рисунок 3 – Схема контрольных и образцовых шестерен (колес) для контроля шестерни и колеса прямозубой конической передачи:

— — контроль на контрольно-обкатном станке
 — — контроль на приборе двухпрофильного комплексного контроля

воляет обеспечить одинаковые условия зацепления для всех случаев контроля.

В соответствии с этим рекомендуется изготовление контрольных и образцовых конических шестерен из стали 38ХМЮА с последующим азотированием на глубину 0,3-0,5мм до твердости HRC 68-72. Образцовые шестерни (колеса) изготавливаются по 7-й степени точности по ГОСТ 1756-56. Для повышения точности контрольных и образцовых конических шестерен можно использовать обработку алмазными инструментами на станках того же типа и при тех же наладках, что приняты для нарезания зубьев измерительных шестерен [9].

Результаты исследований. Из-за отсутствия возможностей использования двухпрофильного контроля ряд изготовителей конических передач использует измерительные центра. Если переводить этот метод контроля в экономику, то при контроле на измерительном центре нужно иметь измерительный центр стоимостью около 0,5млн.евро, специальное термоконстантное помещение, квалифицированного оператора, время контроля примерно 3-4 часа на измерение одного зубчатого колеса. Так как на измерительном центре обычно контролируется 3-4 зуба, то при таком контроле нет гарантий о полном контроле всех зубьев. Кроме того, при массовом производстве вообще невозможно обеспечить 100% контроль на измерительном центре.

При использовании двухпрофильного контроля нужно иметь прибор двухпрофильного контроля стоимостью около 0,1млн.евро, систему измерительных колес, прибор устанавливается на производственном участке и обеспечивает 100% контроль зубчатых колес, высокой квалификации оператора не требуется, время контроля не более 3...5 минут.

Использование для двухпрофильного контроля современного метода записи измерения и программного обеспечением для анализа причин погрешностей позволяют значительно повысить точность и объективность контроля конических зубчатых колес, расширить информационную базу для оценки качества зубчатых колес и производить целенаправленный отбор зубчатых колес с требуемыми свойствами [10].

Выводы:

1. В условиях массового производства конических прямозубых передач предлагается использовать метод двухпрофильного контроля в соответствии с ГОСТ 1758-81.

2. Для реализации этого метода контроля разработана система измерительных конических зубчатых колес, состоящая из контрольных колес для контроля производственных деталей и образцовых колес для воспроизводства и контроля контрольных колес.

3. Предлагается при использовании приборов двухпрофильного контроля конических колес использовать методику записи и анализа погрешности, которая используется в современных приборах двухпрофильного контроля цилиндрических колес.

Список литературы: 1. Марков А.Л. Измерение зубчатых колес. – Л.: Машиностроение, 1968. – 308с. 2. Антонюк В.Е., Кане М.М., Старжинский В.Е., Сусин А.А. и др. Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач. – Минск: УП "Технопринт", 2003. – 766с. 3. Антонюк В.Е. Тенденции современного производства зубчатых колес // Инженерный журнал. Справочник. Приложение №12. – 2004. – С.2-15. 4. Проспект фирмы Hommelwerke GmbH // "Hommel Zweiflanken-Wälzmeßgeräte fühlen allen Getriebebezähnen auf den Zahn". – 2002. 5. Проспект фирмы Hommelwerke GmbH // "Zweiflanken-Wälzmeßgerät 8305". 2002. 6. Проспект фирмы Frencо GmbH "Zweiflankenwälzprüfgeräte". – 2005. 7. ГОСТ 1758-81 (СТ СЭВ 186-75 и СТ СЭВ 1161-78) Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски. – 01.01.1982. 8. Козлов Л.А., Барановский М.И. Приборы двухпрофильного контроля прямозубых

бых конических колес по межосевому углу. – Минск: БелНИИНТИ, 1986. – 2с. **9. Антонок В.Е., Изудеман Р.Е., Белов А.М.** Финишная обработка зубьев закаленных измерительных конических прямозубых колес специальным алмазным инструментом // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1982. – №3. – С.101-105. **10. Антонок В.Е., Русецкий В.Н.** Возможности современных средств двухпрофильного контроля зубчатых колес // Вестник Полоцкого государственного университета. Промышленность. Прикладные науки. Технология машиностроения. – №8. – 2009. – С.101-105.

Поступила в редакцию 18.04.2013

УДК 621.833;539.3

Возможности двухпрофильного контроля конических прямозубых колес / В.Н. Русецкий, В.Е. Антонок // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.125-129. – Бібліогр.: 10 назв.

Викладено метод двопробільного контролю для конічних коліс з прямими зубцями. Для впровадження цього методу контролю розроблені схема вимірювання та модель приладу для контролю. Описано рекомендації для впровадження двопробільного контролю в умовах масового виробництва з використанням засобів з записуючими приладами.

Ключові слова: конічне зубчасте колесо, точність, вимірювальне колесо, двопробільний контроль, метод запису.

The method of It is offered for conic wheels with direct teeth to use modern means of the two-profile control with recorders. The scheme of measuring and exemplary conic cogwheels is developed for realization of this quality monitoring. Recommendations about realization of a two-profile quality monitoring of conic transfers in the conditions of mass production are resulted.

Keywords: bevel gear, precision, measuring wheel, two-profile control, recording method.

УДК 539.3

Н.Б. СКРИПЧЕНКО, аспирант каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";

Н.Н. ТКАЧУК, к.т.н., младший научный сотрудник каф. КГМ

им. А.А. Морозова НТУ "ХПИ", ун-т Стэнфорда, США;

Н.А. ТКАЧУК, д.т.н., проф., заведующий каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";

Д.С. МУХИН, бакалавр комп. наук, студент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

АНАЛИЗ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГЛАДКИХ И ШЕРОХОВАТЫХ ТЕЛ МЕТОДОМ ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Поставлена и решена задача о взаимодействии гладких и шероховатых тел. Задача сведена к граничному интегральному уравнению. Влияние шероховатости моделируется при помощи упругого основания Винклера.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, метод граничных элементов.

Введение. В конструкциях машин, оборудования и оснастки для осуществления связанных движений и усилий сопряжения традиционно применялись различные виды подвижных соединений. Однако тенденции усложнения кинематических схем, а также интенсификация условий нагружения приводят к неприменимости как известных конструктивных решений, так и методов их расчета. Для современного машиностроения характерным является широкое применение машин, в которых передача требуемых сложных видов движения и значительных рабочих усилий осуществляется посредством контакта сложнопрофильных деталей. Это, например, передача технологических усилий в штампах различного типа, закрепление и базирование заготовок при механообработке на разнообразных металлорежущих станках, передача рабочих нагрузок между зубчатыми колесами в редукто-

рах, усилия сопряжения поршней в гидрообъемных передачах, усилия опирания механизма наклона дуговых сталеплавильных печей и т.п. В силу этого между контактирующими телами возникают значительные контактные давления, во многих случаях определяющие несущую способность машиностроительных конструкций.

Кроме того, характер распределения контактных давлений обуславливает величины и картины распределения перемещений точек взаимодействующих деталей как гладких или шероховатых упругих тел. Это, в свою очередь, влияет на жесткость исследуемого узла, что влечет за собой, например, обеспечение или необеспечение точности выполнения технологической операции. Соответственно, при проектировании таких элементов машин важным является определение напряженно-деформированного состояния в сопряжении упругих деформируемых тел с учетом их контактного взаимодействия [1].

Для решения этой задачи привлекаются самые разнообразные методы: аналитические расчеты, основанные на модели Герца [2], численный метод конечных элементов (МКЭ) [3, 4]; метод граничных элементов [5]. В то же время среди методов анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел (метод Герца, МГИУ и МКЭ) нельзя выделить однозначного лидера: все применяемые методы имеют свои рамки применения, характеризуются различной степенью точности и требовательностью к затрачиваемым ресурсам, что в свою очередь, не дает возможности выделить тот или иной метод как доминирующий или универсальный. Таким образом, в ходе исследований рационально применять различные методы анализа контактного взаимодействия из некоторого доступного их множества (или их сочетание).

Дополнительным фактором, усложняющим модель контактного взаимодействия, является наличие и учет шероховатости, искажающей картину контакта тел, рассматриваемых как гладкие. Соответственно, для сложнопрофильных тел затруднительно рассчитывать на аналитические решения, и для проектных исследований в наибольшей мере подходят численные методы анализа их напряженно-деформированного состояния (НДС) с учетом контактного взаимодействия.

Целью данной работы является совершенствование численных методов определения напряженно-деформированного состояния элементов машиностроительных конструкций с учетом их контактного взаимодействия как гладких или шероховатых тел.

Постановка задачи. При исследовании контактного взаимодействия сложнопрофильных тел [6-8] возникает необходимость проведения многовариантного решения задач анализа при варьировании формы и размеров взаимодействующих тел. Конкурирующими требованиями при этом выступают оперативность и точность решения единичной задачи анализа, которые в значительной мере определяются методом, выбранным для ее решения.

В частности, рассмотрим из всего их разнообразия метод Герца и метод конечных элементов (МКЭ). Первый значительно сужает множество тел, для которых он дает приемлемую точность решения, однако позволяет проводить достаточно оперативную оценку контактных давлений и контактных площадок. Второй применим и обеспечивает высокую точность моделирования для тел конечных размеров любой формы, однако требует больших затрат времени на формирование численных моделей, особенно для контакта СПГ. Таким образом, по критериям "точность-оперативность" данные методы как бы разнесены по противоположным краям воображаемого интервала показателей "применимость-ресурсозатратность",

условно обозначая крайности возможностей по каждому из критериев. Компромиссным с этой точки зрения представляется метод граничных интегральных уравнений (МГИУ): он свободен от требований теории Герца о первоначальном точечном контакте тел и о представлении локального зазора в сопряжении тел в виде положительно определенной квадратичной формы от координат, задающих точки общей касательной плоскости. Этим существенно расширяется множество тел, доступных для исследования их контактного взаимодействия. С другой стороны, в отличие от МКЭ, он оперирует с существенно меньшими по размерам дискретными моделями, поскольку снижает на единицу физическую размерность при постановке задачи. Таким образом, для многих случаев исследуемого контактного взаимодействия СПТ метод граничных интегральных уравнений является альтернативой методу Герца и МКЭ, сочетая преимущества первого и второго, и будучи лишен, в значительной мере, их недостатков, а поэтому представляет интерес при решении контактных задач.

Целью проведенных и описываемых в статье разработок является модификация метода граничных интегральных уравнений для исследования контактного взаимодействия гладких и шероховатых сложнопрофильных тел, ограниченных поверхностями произвольной формы.

Кинематическая модель контакта гладких тел. При исследовании контакта гладких тел несогласованной формы [1-5] в отсутствие трения в первом приближении рассматриваются перемещения точек поверхностей и зазор между ними только в нормальном направлении. На этой основе выводятся кинематические соотношения контакта. Такое упрощение модели нормального контакта базируется на пренебрежении изменением направления векторов нормали поверхностей взаимодействующих тел [1, 5-10]. Примером является теория Герца, в рамках которой нормальный зазор между поверхностями приближенно представляется квадратичной формой в локальной системе координат, связанной с точкой первоначального касания тел.

В более общем случае приходится учитывать точную форму зазора между телами, для чего вводится система координат, центр которой (точку O) традиционно располагают на линии действия прижимающей силы \mathbf{P} (рисунок 1). Оси z_1 и z_2 для удобства имеют направление вовнутрь тела (здесь и далее нижний индекс соответствует номеру тела, к которому относится обозначение). В этом случае уравнения каждой из поверхностей можно записать в виде $z_i = z_i(x, y)$, $i = 1, 2$, а зазор вычисляется соответственно как $h = h(x, y) = z_1(x, y) + z_2(x, y)$.

В деформированном состоянии под действием силы \mathbf{P} оба тела приводятся в контакт по некоторой площадке. При этом перемещение произвольной точки границы S_i каждого из тел в направлении оси z складывается из смещения δ_i , величина которого отсчитывается в направлении, обратном положительному для оси Oz_i , и отклонения u_{z_i} от первоначальной формы соответствующей поверхности (рисунок 2). Первая компонента представляет собой сближение тел и не связана с их деформированием, а вторая отвечает деформациям, вызванным действием искомого контактного давления. Такое разложение традиционно для задач о взаимодействии упругого полупространства с гладким штампом, в которых компонентами сближения δ_i являются перемещения бесконечно удаленной точки полупространства или всего жесткого штампа как абсолютно твердого тела. Данное представление вертикальных перемещений в пренебрежении поперечными тангенциальными в плоскости Oxy приводит к следующей общепринятой записи нелинейных соотношений для нормального контакта:

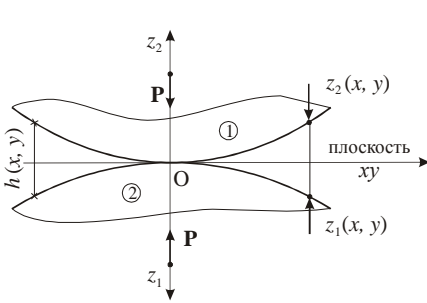


Рисунок 1 – Представление локального зазора между контактирующими телами

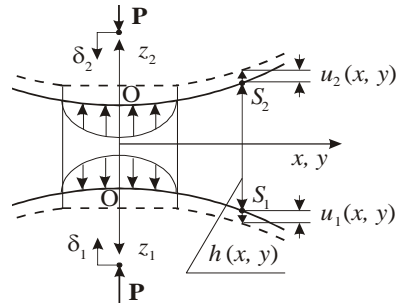


Рисунок 2 – Деформация тел и образование контактной площадки под действием нормального усилия

$$\begin{cases} u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) = \\ = \delta_1 + \delta_2, S_1(x, y) \text{ и } S_2(x, y) - \text{в контакте;} \\ u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) > \\ > \delta_1 + \delta_2, S_1(x, y) \text{ и } S_2(x, y) - \text{вне зоны контакта.} \end{cases} \quad (1)$$

Модель деформирования упругого полупространства. Приведенная выше кинематическая модель контакта хорошо сочетается с моделью упругого поведения твердых тел при приложении контактного давления, основанной на том,

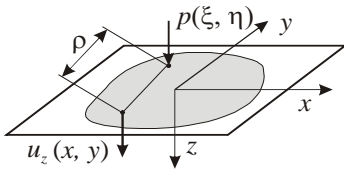


Рисунок 3 – Перемещение границы полупространства под действием нормального усилия

что перемещения точек их поверхности в зоне контакта и локальные деформации приближенно эквивалентны перемещениям и деформациям упругого полупространства под действием нормального усилия. Для упругого полупространства известно интегральное соотношение, устанавливающее связь между давлением и нормальными перемещениями точек его границы (рисунок 3) [11]:

$$u_z(x, y) = (1 - \nu^2) / \pi E \iint_S [p(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta; \quad \rho = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}. \quad (2)$$

Поскольку распределения контактных давлений, действующих на границу обоих взаимодействующих тел, совпадают, то в соотношениях (1) неизвестные перемещения $u_{z_1}(x, y)$ и $u_{z_2}(x, y)$ выражены исключительно через единственную функцию распределения давления P , которая в дальнейшем будет искомой,

$$u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \right) \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi d\eta = \frac{1}{\pi E^*} \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi d\eta. \quad (3)$$

Здесь $\nu_i, E_i, i = 1, 2$ – коэффициент Пуассона и модуль упругости материала каждого из контактирующих тел. Контактная площадка S и распределение давлений $p(\xi, \eta)$, присутствующие в правой части равенства, являются неизвестными и искомыми.

Прямой метод решения задач негерцевского нормального контакта упругих гладких тел состоит в том, что условия контакта записываются для конечного числа точек. В результате формируется система соотношений, позволяющая найти узловые значения контактных давлений, которые им удовлетворяют [12]. Выбор точек локализации и способ приближенной записи различных условий при этом являются довольно субъективными. Стандартной практикой является их численная проверка для серии модельных задач, поскольку для большого числа вариантов методов не существует строгого доказательства и оценок сходимости.

Использование общей сетки для пирамидальных элементов давления и узлов коллокации позволяет применить для записи соотношений метода выражения (1), согласно которым условия контакта в узлах сетки принимают вид:

$$\begin{cases} \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ узел } J_n - \text{ в контакте;} \\ \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ узел } J_n - \text{ вне зоны контакта,} \end{cases} \quad (4)$$

где $\delta = \delta_1 + \delta_2$ – суммарное сближение; $h_n = h(x_n, y_n)$ – узловые значения первоначального зазора.

Другим условием является неотрицательность давлений, что накладывает на искомые узловые значения ограничения

$$p_m \geq 0, m = 1, N. \quad (5)$$

Более того, вне зоны контакта они должны быть нулевыми, так что

$$p_m = 0, J_m - \text{ вне зоны контакта.} \quad (6)$$

В условия (1) и их дискретную запись (4) входит сближение тел δ , которое в большинстве задач является неизвестным. Возникающую в связи с этим неопределенность можно исключить, добавив в систему разрешающих соотношений уравнение, в котором присутствует величина действующего прижимающего усилия P . Чаще всего бывает заданым именно оно. Это уравнение получаем интегрированием по элементам кусочно-линейно представленного давления,

$$\sum_m \sqrt{3c^2} p_m / 2 = P. \quad (7)$$

Система соотношений (4)-(7) на практике всегда разрешается единственным образом относительно неизвестных $\{p_m\}_{m=1}^N$ и δ . При их определении наибольшей трудностью является то, что форма и размеры области контакта обычно неизвестны. Поэтому для начала необходимо сделать предположения относительно зоны контакта и того, какие узлы в нее входят. Обычно строят сетку и делают начальное предположение об области контакта таким образом, что они заведомо покрывают истинную область контакта. В ходе последующей итерационной процедуры уточняются как форма пятна контакта, так и значения контактных давлений. На каждом ее шаге имеется множество N_c , состоящее из индексов n_c узлов, предположительно входящих в контакт. Для них должны выполняться уравнения из системы (4), а также равенство (7):

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{m_c \in N_c} C_{n_c m_c} p_{m_c} - \delta = -h_{n_c}, n_c \in N_c; \\ \sum_{m_c \in N_c} \sqrt{3} c^2 p_{m_c} / 2 = P. \end{array} \right. \quad (8)$$

Последнее равенство в системе (8) записано с учетом условия (6): $p_m = 0, m \notin N_c$. Соотношения (8) образуют систему из (N_c+1) -го линейного алгебраического уравнения (СЛАУ) относительно такого же числа неизвестных. Ее матрица формируется из коэффициентов влияния C_{nm} и весовых множителей из равенства (7). Система (8) имеет единственное решение. Полученные с его помощью узловые значения $\{p_{m_c}\}_{m_c \in N_c}$ могут оказаться нарушающими условие (5), что будет означать, что размеры зоны контакта завышены. Индексы узлов, в которых это происходит, исключаются из множества N_c , и производится новый шаг итерации. Так происходит до тех пор, пока на некотором шаге не будет получено множество индексов N_c , для которого решение системы (8) даст неотрицательное давление в зоне контакта.

В большинстве ситуаций этот результат является окончательным. Однако он все же требует дополнительной проверки на выполнение еще одного типа условий, представленного в (4). Вне зоны контакта не должно возникнуть взаимного проникновения взаимодействующих тел. Если в части узлов, не вошедших в область контакта, не будут соблюдаться неравенства из (3), то их индексы придется включить во множество N_c и повторить итерационную процедуру. Однако в большинстве случаев, когда начальное приближение области контакта выбрано достаточно большим и покрывает действительное контактное пятно, подобной необходимости возобновления итерационного процесса не возникает. Варьируемая зона контакта постепенно стягивается к искомой, и проверки выполнения условия (5) оказывается достаточно. Точность результата при этом определяется размером ячейки c .

Вариационные методы решения задачи негерцевского нормального контакта. В отличие от описанного выше прямого метода, в рамках которого находится приближенное распределение контактного давления, обеспечивающего выполнение точных соотношений контакта (1) в конечном числе точек, вариационный подход основывается на слабой постановке контактной задачи. Известные результаты Фикера [13], а также Дюво и Лионса [14-15] устанавливают общий принцип, определяющий существование и единственность решения контактных задач. Он заключается в том, что действительные перемещения точек системы тел, приводимых в контакт при выполнении ряда условий, минимизируют полную энергию системы U в пространстве возможных перемещений, удовлетворяющих условию непроникновения.

Однако при использовании модели упругого полупространства, в которой имеется соотношение (2), выражающее перемещение точек границы через нормальные усилия на поверхности контактирующих тел, представляется более удобным принять в качестве варьируемой функции распределение контактных давлений. В этом случае необходимо воспользоваться отличным от вышеупомянутого вариационным принципом, предложенным Калькером. Согласно ему для истинных области контакта и давления, действующего в сопряжении тел, достигается минимум полной дополнительной работы Φ среди всех возможных неотрицательных распределений p . Вид функционала для рассматриваемой задачи и постановка задачи минимизации, ей эквивалентной, представлены ниже:

$$\left\{ \Phi(p) = \frac{1}{2} \int_S p(u_{z_1} + u_{z_2}) dS + \int_S p(h - \delta) dS \rightarrow \min; p(\xi, \eta) \geq 0 \text{ в } S. \quad (9) \right.$$

Здесь S – некоторая достаточно большая область поверхности полупространства (возможные распределения контактных давлений должны иметь ограниченные носители). С учетом соотношения (3) можно видеть, что минимизируемое выражение является функционалом, зависящим от одной лишь неизвестной функции давления p . Распределение давления здесь должно удовлетворять неравенству из (9) в слабом смысле.

Приближенное решение этой задачи можно найти, рассматривая значение минимизируемого функционала на конечномерном пространстве, образованном кусочно-линейными распределениями p на регулярной треугольной сетке. В этом случае S либо точно, либо приближенно совпадает с областью, покрытой сеткой. Сам функционал при этом принимает вид суммы квадратичной и линейной форм относительно узловых значений давления p_n . Способ его вычисления зависит от схемы численного интегрирования. Применяя простую квадратурную формулу с узлами, совпадающими с узлами используемой сетки,

$$\int_S f g dS = \left[(\sqrt{3}c^2)/2 \right] \sum_i f_i g_i, \quad (10)$$

можно прийти к следующей задаче квадратичного программирования, являющейся приближением (9), (10):

$$\left\{ \Phi_n(\{p_n\}_{n=1}^N) = \frac{\sqrt{3}}{2} c^2 \left[\frac{1}{2} \sum_{n=1}^N \sum_{m=1}^N C_{nm} p_n p_m + \sum_{m=1}^N p_m (h_m - \delta) \right] \rightarrow \min; p_m \geq 0, m = 1, N. \quad (11) \right.$$

Примечательно, что узловые значения $\{p_n\}_{n=1}^N$, получаемые как решение (11), являются идентичными результату применения прямого метода и удовлетворяют условиям (4)-(6). В этом случае имеется эквивалентность не только начальных сильной и слабой постановки контактной задачи, но и приближенных методов ее решения. Однако это справедливо лишь при использовании формулы (10) для вычисления интегралов в (9), что не является обязательным.

Преимуществами вариационного подхода являются наличие условий, единственным образом определяющих форму области контакта и распределение контактных усилий; возможность применения методов квадратичного программирования. Последнее обстоятельство позволяет применять вариационную формулировку для формального оправдания применения метода коллокаций.

Модель контакта шероховатых тел. Для учета влияния шероховатости на контактное взаимодействие сложнопрофильных тел применима в первом приближении модель упругого слоя, жесткостные свойства которого эквивалентны в некотором смысле свойствам шероховатого поверхностного слоя. Тогда исследуемое тело Ω состоит из двух частей: Ω_0 – гладкое упругое тело и

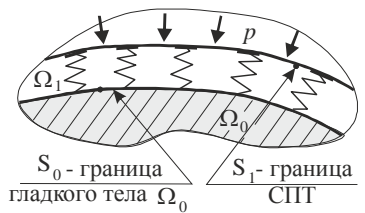


Рисунок 4 – Модель шероховатого сложнопрофильного упругого тела

Ω_1 – покрывающий его шероховатый слой (рисунок 4).

При этом между перемещениями точек u_z^Σ поверхности S_1 , участвующих в описании условий контактного взаимодействия, перемещениями гладкого тела $u_z^{(0)}$ и шероховатого слоя $u_z^{(1)}$ существует зависимость

$$u_z^\Sigma = u_z^{(0)} + u_z^{(1)}. \quad (12)$$

Здесь $u_z^{(0)}$ выражается через интегральное соотношение (2). Перемещение же $u_z^{(1)}$ описывается соответствующей моделью для шероховатого слоя. Из простых можно моделей выделить основание Винклера [16, 17]:

$$u_z^{(1)} = \lambda p, \quad (13)$$

где λ – податливость слоя, зависящая от свойств поверхности исследуемого тела. Модель (13) является достаточно упрощенным вариантом более адекватных и точных зависимостей (например, степенных) между перемещениями и давлениями в шероховатом слое. В то же время она вносит качественное изменение в систему взаимодействующих тел, вводя дополнительные элементы в систему. Соответственно, этим данная упрощенная модель и ценна, в связи с чем использована в дальнейших исследованиях.

Учитывая малую толщину слоя Ω_1 , в дальнейших соотношениях координаты x, y (см. рисунок 1) точек поверхностей S_0, S_1 отождествляются. В то же время в кинематических соотношениях контакта происходит замена $u_z^{(0)}$ на u_z^Σ . В силу этого все приведенные выше соотношения для описания контакта гладких тел остаются по форме такими же, за исключением внесения в матрицу коэффициентов влияния C^Σ дополнительных слагаемых, расположенных на главной ее диагонали:

$$\begin{aligned} \sum_m C_{nm}^\Sigma p_m + h_n - \delta = 0, \text{ узел } J_n \text{ – в контакте;} \\ \sum_m C_{nm}^\Sigma p_m + h_n - \delta > 0, \text{ узел } J_n \text{ – вне зоны контакта,} \end{aligned} \quad (14)$$

где коэффициенты матрицы влияния

$$C_{nm}^\Sigma = C_{nm} + \lambda^\Sigma \delta_{nm}. \quad (15)$$

Здесь C_{nm} – коэффициенты матрицы податливости; λ^Σ – суммарная податливость шероховатых слоев в сопряжении шероховатых тел (например, для случая контакта двух шероховатых тел $\lambda^\Sigma = \lambda_1 + \lambda_2$, где λ_1 и λ_2 – податливости слоев, отнесенных к соответствующим телам 1, 2; если одно из тел гладкое, то соответствующий коэффициент $\lambda_k=0$); $\delta_{nm} = \{1, \text{ если } n = m; 0, \text{ если } m \neq n\}$ – символ Кронекера.

Тогда результирующие разрешающие соотношения по структуре аналогичны соотношениям для гладких тел, однако привнесены дополнительные компоненты от специально введенного упругого основания Винклера. Эффект от введения этого слоя зависит от соотношения податливости этого слоя, моделирующего шероховатость, и гладкого упругого тела, которое этот слой покрывает. Если

$$\lambda^\Sigma \ll C_{kk}, \quad (16)$$

то результирующая матрица C^Σ состоит из матрицы C , возмущенной прибавлением малой диагональной матрицы. Следует ожидать, что при этом и распределение контактных давлений, и перемещений будет слабо отличаться от решения для гладких тел. Если отвлечься от влияния изменения области актуального контакта при изменении λ , то матрица C , которая участвует в формировании разрешающих соотношений, может быть представлена в виде

$$C^\Sigma = C + \lambda E, \quad (17)$$

где E – единичная матрица. Прибавление положительных слагаемых к диагональным элементам матрицы улучшает сходимость применяемых прямых или итерационных методов решения разрешающей системы уравнений.

Что касается остальных разрешающих соотношений (т. е. условия неотрицательных узловых контактных давлений и равенство их суммы интегральному усилию, прикладываемому к взаимодействующим телам), то они остаются такими же, как и для случая контакта гладких тел.

Общая система уравнений для точек в зоне контакта из уравнения (8):

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{m_c \in N_c} C_{n_c m_c}^\Sigma p_{m_c} - \delta = -h_{n_c}, n_c \in N_c; \\ \sum_{m_c \in N_c} \sqrt{3} c^2 p_{m_c} / 2 = P. \end{array} \right. \quad (18)$$

Для точек внутри области контакта, как отмечалось, остаются справедливыми соотношения (18), а для точек вне области контакта – (6) и второе из соотношений (14). Аналогичной случаю контакта гладких тел остается и процедура итерационного уточнения области контакта и распределения контактных давлений.

Заключение. Анализ полученных результатов дает основание для следующих выводов.

1. В работе описан новый вариант метода граничных интегральных уравнений, модифицированный для моделирования контактного взаимодействия сложнопрофильных тел. Он отличается от традиционных формулировок точным вычислением матрицы и правых частей разрешающей системы линейных алгебраических уравнений, ускоренными способами вычисления и экономным хранением коэффициентов матрицы влияния за счет использования свойств симметрии и регулярности сетки дискретизации.

2. Для поиска области контактного взаимодействия предложена итерационная процедура ее уточнения путем пошагового удовлетворения искомыми контактными давлениями системы разрешающих уравнений и неравенств.

3. Для учета влияния шероховатости на контактное взаимодействие упругих тел предлагается вводить на поверхности тела упругое основание Винклера с характеристиками податливости, соответствующими свойствам поверхностного слоя реальных шероховатых тел.

4. Разрешающие соотношения для анализа контактного взаимодействия шероховатых тел аналогичны таковым для случая контакта гладких тел, за исключением введения в матрицу влияния дополнительных диагональных членов, пропорциональных податливости винклерова слоя, моделирующего шероховатость.

В комплексе предложенные подходы и соотношения составляют теоретическую основу для решения задач исследования контактного взаимодействия гладких и шероховатых сложнопрофильных упругих тел. В дальнейшем плани-

руется провести численную реализацию построенной математической модели и применить описанные разработки для решения ряда прикладных задач.

Список литературы: 1. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510с. 2. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz // J. Reine Angew. Math.. – 1881. – Vol.92. – S.156-171. 3. Стрэнг Э., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. – М.: Мир, 1977. – 349с. 4. Francavilla A. A note on numerical computation of elastic contact problems / A. Francavilla, O.C. Zienkiewicz // International Journal for Numerical Methods in Engineering. – 1975. – Vol.9. – P.913-924. 5. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс... канд.техн.наук: спец. 05.02.09. – Харьков, 2011. – 203с. 6. Ткачук А.Н., Мовшович И.Я., Ткачук Н.А. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм // КШП. ОМД. – М.: ООО "Тисо Принт", 2009. – №12. – С.25-32. 7. Ткачук А.Н., Мовшович И.Я., Ткачук Н.А. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм (продолжение) // КШП. ОМД. – М.: ООО "Тисо Принт", 2012. – №1. – С.19-28. 8. Ткачук Н.Н., Ткачук Н.А. Моделирование контактного взаимодействия плоского штампа с полупространством // Кузнечно-штамповочное производство. – 2012. – №10. – С.11-17. 9. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 303с. 10. Александров В.М., Чебаков М.И. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости. – М.: Физматлит, 2004. – 304с. 11. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит-ры, 1988. – 712с. 12. Васильду К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. – М.: Мир, 1987. – 542с. 13. Фикера Г. Теоремы существования в теории упругости / Г. Фикера. – М.: Мир, 1974. – 159с. 14. Дово Г. Неравенства в механике и физике / Г. Дово, Ж.-Л. Лионс. – М.: Наука, 1980. – 383с. 15. Киндерлерер Д. Введение в вариационные неравенства и их приложения / Д. Киндерлерер, Г. Стампаксыя. – М.: Мир, 1983. – 256с. 16. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336с. 17. Демкин Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 228с.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 539.3

Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов / Н.Б. Скрипченко, Н.Н. Ткачук, Н.А. Ткачук, Д.С. Мухин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.129-138. – Бібліогр.: 17 назв.

Поставлена і вирішена задача про взаємодію гладких та шерстких тіл. Задача зведена до граничного інтегрального рівняння. Вплив шерсткості моделюється за допомогою пружної основи Вінклера.

Ключові слова: контактна взаємодія, метод граничних елементів.

The problem of the interaction of smooth and roughness bodies was formulated and solved. The problem is calculated by boundary integral equation. The effect of roughness is modeled by Winkler elastic foundation.

Keywords: contact interaction, boundary element method.

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., проф., главный инженер проекта
ПАО "НКМЗ", Краматорск;

Г.С. СУКОВ, к.э.н., генеральный директор ПАО "НКМЗ";

М.Г. СУКОВ, заместитель директора ПМ и ШПО ПАО "НКМЗ"

УСТРАНЕНИЕ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ ЗУБЬЕВ В КРУПНОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Представлены наиболее актуальные вопросы повышения нагрузочной способности волновых зубчатых передач применительно к тяжелому машиностроению. При передаче больших по величине вращающих моментов и малом модуле зубьев, деформации гибкого колеса выходят далеко за пределы установленных зазоров в зубчатом зацеплении с малым модулем зубьев. Это приводит к негативным явлениям, таким как интерференция, заклинивание и проскок зубьев в зацеплении, активизирующимся с повышением нагрузки. Выполненные исследования позволили устранить интерференцию, заклинивание и проскок

зубьев в зацеплении крупных волновых передач и многократно повысить их нагрузочную способность.

Ключевые слова: волновая передача, интерференция, проскок, заклинивание зубьев.

Введение. Ограниченная жесткость гибкого колеса, является основной причиной позиционных отклонений зубьев под нагрузкой. При больших крутящих моментах величина отклонений, как правило, превышает зазоры в зубчатом зацеплении волновой передачи, вызывая интерференцию зубьев. Представим новые решения оптимизации конструкции крупных волновых передач, основанные на результатах выполненных исследований и опытных данных промышленной эксплуатации крупных волновых редукторов.

На входе зубьев в зацепление по заднему торцу зубчатого венца зазоры имеют минимальные значения. В зоне большой оси генератора волн имеют место отрицательные зазоры по переднему торцу зубчатого венца гибкого колеса. У крупных волновых передач зазоры на переднем торце зубчатого венца гибкого колеса в зоне большой оси генератора становятся отрицательными, что свидетельствует об интерференции зубьев. Небольшой "натяг" зубьев в зацеплении компенсируется податливостью гибкого колеса и положительными допусками на боковые зазоры. На входе в зацепление зубья работают задней стороной, а в зоне большой оси – передней стороной. Зазоры уменьшаются от границы входа в зацепление к большой оси генератора волн. Для устранения негативного влияния перекосов зубьев целесообразно распространять зону зацепления в пределах до $30^{\circ}...35^{\circ}$ в каждую сторону от большой оси генератора волн. С ростом передаточного отношения расширяется поле зацепления, что способствует интерференции зубьев и падению к.п.д.

В тяжело нагруженных волновых передачах на относительное положение зубьев влияет ряд негативных факторов: растяжение и закручивание гибкого колеса, изменения формы и размеров его деформации, прогиб зубьев, деформация жесткого колеса. Отклонения зубьев гибкого колеса могут превысить допустимые значения боковых зазоров в зацеплении и вызвать интерференцию зубьев. Консольное закрепление гибкого колеса, под действием генератора волн и большого по величине вращающего момента, усиливает сложные деформации гибкого колеса, вызывая значительные отклонения зубьев от теоретически заданного положения. Критические величины отклонений зубьев гибкого колеса наблюдаются в наиболее опасных местах – на входе и выходе из зацепления. Здесь интерференция зубьев приобретает максимальные значения и вызывает падение к.п.д., заклинивание или проскок зубьев при критических значениях нагрузочных моментов. Известны попытки устранения интерференции зубьев путем их модификации, применением зацепления с широкой впадиной, коррекцией зубьев [1]. Известные решения удовлетворяют техническим требованиям волновых зубчатых передач с небольшими нагрузочными моментами до 5000Н·м.

С увеличением передаваемых вращающих моментов возрастает деформация гибкого колеса, повышается уровень интерференции зубьев, падает к.п.д., наступает заклинивание или проскок зубьев. Проскок зубьев имеет место только в крупных волновых передачах, где масштабный фактор вызывает качественные изменения конструкции волновых передач.

Модификация зубьев, используемая в наиболее изученных волновых передачах, не устраняет проскок зубьев. Применение нестандартного режущего инструмента для модифицированных зубьев усложняет технологию производства, снижает точность, требует дополнительных финансовых расходов.

© В.М. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков, 2013

Использование известных технических решений для устранения интерференции зубьев, применительно к крупным волновым передачам, не эффективно. В одном случае влияние масштабного фактора нейтрализует предпринимаемые меры, а в другом – существенно снижается нагрузочная способность волновой передачи. Отсутствует геометрического подобия крупных и небольших волновых передач усиливает негативное влияние масштабного фактора на интерференцию зубьев. Кроме того, в крупных волновых передачах отклонения зубьев гибкого колеса от теоретически заданного положения в условиях нагрузки многократно выше, чем у небольших волновых передач, а размеры зубьев и зазоры в зубчатом зацеплении могут быть соизмеримы.

Содержание исследований. Исследование зазоров в зубчатом зацеплении показало наличие интерференции зубьев. С ростом нагрузки интерференция зубьев увеличивается и устранить ее известными методами на ПАО "НКМЗ" не удалось [2-7]. Для исключения интерференции зубьев разработаны новые технические решения, учитывающие конструктивные особенности крупных волновых передач (рисунки 1-3).

В волновых редукторах привода перефутеровки рудоразмельных мельниц МГР 5500×7500 ПАО "НКМЗ" число зубьев на гибком колесе $Z_1=550$ и соответственно на жестком колесе $Z_2=552$, передаточное число $U=275$, модуль зубьев $m=2$ мм, ширина зубчатого венца гибкого колеса $a=100$ мм.

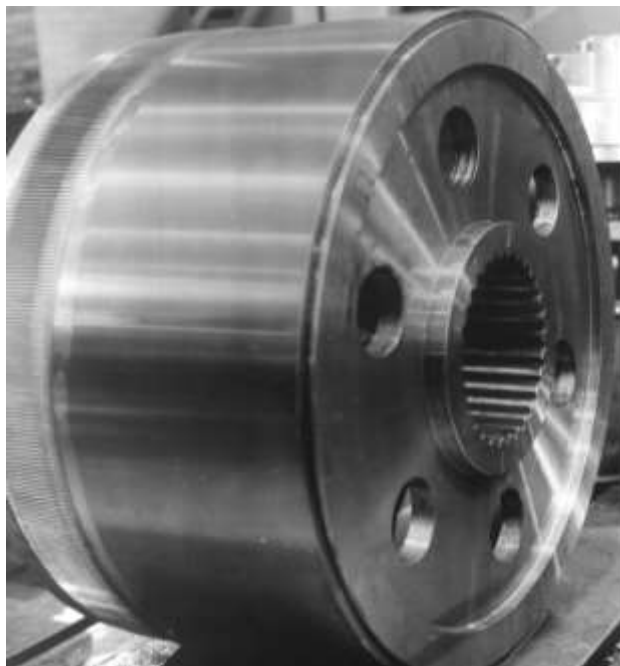


Рисунок 1 – Гибкое зубчатое колесо привода перефутеровки рудоразмельной мельницы МГР5500×7500 с коническими срезами периферийных областей зубьев по высоте и уменьшенной толщиной зубьев

Для устранения интерференции зубчатого зацепления толщины зубьев гибкого и жесткого колес уменьшены на величину $0,3m$. При значении модуля $m=2$ мм снижение толщины зубьев гибкого и жесткого колес составляет $\Delta S=0,6$ мм.

В целях предупреждения интерференции вершины зубьев гибкого и жесткого колес срезаны от середины высоты на торцах зубчатого венца в форме полого расходящегося конуса. Угол конуса модификации зубьев по торцам зубчатого венца μ составляет $\mu=6^\circ$, длина цилиндрической части зубьев $a_1=60$ мм. Выполненная модификация зубьев

позволила вывести из зацепления интерферирующие поверхности зубьев гибкого и жесткого колес при передаче больших по величине вращающих моментов (рисунки 2-3).

Стендовые испытания волновых редукторов привода перефутеровки рудоразмольных мельниц МГР5500×7500 проводились в режиме нагрузки по замкнутому контуру. Номинальный вращающий момент волновых редукторов составляет $3 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В процессе испытаний опытные редукторы работали в течение 8 часов при удвоенной нагрузке $6 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при этом температура масла в редукторах превысила 100°C .

Промышленные

испытания

показали

вы-

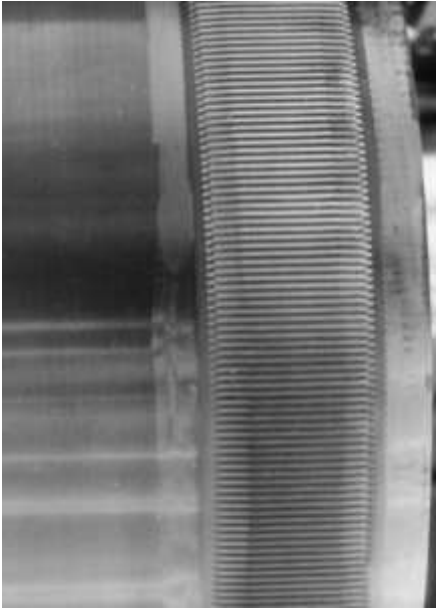


Рисунок 2 – Гибкое колесо волнового редуктора рудоразмольной мельницы МГР5500×7500 с модификацией зубьев: уменьшенной толщиной и коническими срезами периферийных областей по высоте

Рисунок 3 – Жесткое колесо волнового редуктора рудоразмольной мельницы МГР5500×7500 с модификацией зубьев: уменьшенной толщиной и коническими срезами периферийных областей по высоте

сокую нагрузочную способность разработанной волновой передачи ($M_{2\text{max}}=6 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$), снижение металлоемкости на 60%, упрощение конструкции и технологического процесса производства. Разработанная конструкция крупной волновой передачи способна передавать вращающие моменты до $1,2 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при модуле зубьев $m=4 \text{ мм}$. Дальнейшее повышение нагрузочной способности волновых редукторов без существенного изменения разработанной конструкции неизбежно вызовет интерференцию зубьев второго рода. По опыту ПАО "НКМЗ", углы закручивания гибких колес при передаче больших по величине вращающих моментов достигают $1^\circ 30'$ и более [6]. Вершины зубьев гибкого колеса упираются в вершины смежных зубьев жесткого колеса, что приводит к проскоку зубьев гибкого колеса.

Заключение. Решения актуальных задач, направленные на разработку и промышленное освоение новых разновидностей высоконагруженных передач зацеплением, представляют научную основу одного из прогрессивных направлений развития производства приводной техники в тяжелом машиностроении. Реализация результатов исследования позволила оптимизировать геометрические, кинематические и силовые параметры зубчатого зацепления в новых конструкциях волновых редукторов, установить оптимальную ширину зубчатых венцов, снизить неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев, устранить интерференцию и проскок зубьев при передаче больших вращающих моментов, а также обеспечить существенное повышение нагрузочной способности крупных волновых редукторов.

Как показали теоретические и экспериментальные исследования, направленные на повышение нагрузочной способности крупных волновых редукторов в тяжелом машиностроении, при передаче вращающих моментов порядка $M_2=10^6$ Н·м и выше, для устранения интерференции и проскока зубьев, а также оптимизации распределения нагрузки в зубчатом зацеплении, следует оба зубчатых колеса выполнить податливыми, с одинаковой жесткостью в окружном направлении.

Список литературы: 1. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981.–184с. 2. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Волновые зубчатые передачи. – К.: Техника, 1976. – 224с. 3. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. – Л.: Машиностроение, 1969. – 160с. 4. Ковалев Н.А. Передачи гибкими колесами. – М.: Машиностроение, 1979. – 200с. 5. Практический расчет и проектирование зубчатых волновых передач // Волновые передачи: Сб. тр. / Цейтлин Н. И., Гварамадзе Н. В., Кареев В. Н. и др. – М.: Станкин, 1970. – С.340-373. 6. Александров В.А., Скударь Г.М., Панков В.А., Стрельников В.Н. Волновые зубчатые передачи в тяжелом и металлургическом машиностроении. – М.: Машиностроение, 1991.- 166с. 7. Ueura, K; Kiyosawa, Y; Kurogi, J; Kanai, S; Miyaba, H; Maniwa, K; Suzuki, M; Obara, S (2008). "Tribological aspects of a strain wave gearing system with specific reference to its space application". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 222(8): 1051-1061.

Поступила в редколлегию 03.05.2013

УДК 621.833

Устранение интерференции зуба в крупной волновой передаче / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.138-142. – Бібліогр.: 7 назв.

Представлен найбільш актуальні питання підвищення здатності навантаження хвильових зубчастих передач стосовно до важкого машинобудування. При передачі великих за величиною обертаючих моментів і малому модулі зубців, деформації гнучкого колеса виходять далеко за межі встановлених зазорів в зубчастому зачепленні з малим модулем зубців. Це призводить до негативних явищ, таким як інтерференція, заклинювання і проскакування зубів в зачепленні, які активізуються з підвищенням навантаження. Виконані дослідження дозволили усунути інтерференцію, заклинювання і проскакування зубів в зачепленні великих хвильових передач і багаторазово підвищити їх навантажувальну здатність.

Ключові слова: хвильова передача, інтерференція, проскакування, заклинювання зубців.

Represent the most pressing issue of increasing the load capacity of the wave gears in relation to heavy machinery. When transferring large torque and small modules teeth, deformation of flexible wheels go way beyond set gaps in mesh with small teeth module. This leads to negative effects, such as interference, jamming and slippage of teeth in mesh that are activated with increasing load. The research allowed to eliminate of teeth interference, jamming and slippage in mesh of large wave gears, repeatedly increase their load capacity.

Keywords: wave gear, interference, slippage, jamming of teeth.

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., проф., главный инженер проекта

ПАО "НКМЗ", Краматорск;
Г.С. СУКОВ, к.э.н., генеральный директор ПАО "НКМЗ";
М.Г. СУКОВ, заместитель директора ПМ и ШПО ПАО "НКМЗ"

РЕСУРСНЫЕ ИСПЫТАНИЯ КРУПНЫХ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ

Выполнены ресурсные испытания крупных волновых зубчатых редукторов, разработанных применительно к условиям тяжелого машиностроения. В конструкцию испытуемых волновых редукторов внесены изменения, позволившие нейтрализовать негативное влияние масштабного фактора, устранить интерференцию зубьев второго рода и обеспечить высокую нагрузочную способность. Проведенные ресурсные испытания подтвердили улучшенные эксплуатационные характеристики, высокую надежность и достаточно большой ресурс работы крупных волновых редукторов, что удовлетворяет техническим условиям тяжелого машиностроения.

Ключевые слова: волновой редуктор, ресурсные испытания, температурный режим.

Введение. Подвижные части тяжелых машин обладают крупными размерами, большими массами и маховыми моментами, определяющими их инерционные свойства и естественную потребность механического привода в редукции вращательного движения. Компоновка комплектующих машин, их технико-экономические характеристики, во многом определяются габаритными размерами, массой, и нагрузочной способностью встраиваемых редукторов. Наиболее перспективным направлением улучшения показателей массы и габаритов тяжело нагруженных редукторов, при одновременном повышении их несущей способности, является применение передач с дифференцированием передаваемого вращающего момента на ряд параллельных силовых потоков, как, например, в волновых зубчатых передачах, благодаря чему они лучше других передач удовлетворяют требованиям снижения габаритов, веса и шумовой мощности. Резервы увеличения кинематической эффективности и нагрузочной способности, снижения габаритов, веса и уровня звуковой мощности, заложенные в конструктивной схеме волновой зубчатой передачи, многократно выше, чем в обычных зубчатых передачах при одинаковых материалах, механических характеристиках и точности изготовления.

Качественные зубчатые передачи закрытого типа с поверхностно упрочненными зубьями могут передавать удельные нагрузки на один погонный миллиметр ширины зубчатого венца – до 1000Н/мм, в то время как волновые передачи с не шлифованными зубьями и без поверхностного упрочнения передают нагрузку на порядок выше, до 10000Н/мм. Это обусловлено рациональным использованием внутреннего многопарного зубчатого зацепления, симметричностью конструкции, взаимным равновесием внутренних сил и разгрузкой опор. Отсутствие быстро вращающихся зубчатых колес снижает вибрационную активность волнового зубчатого зацепления, уровень шума, динамические нагрузки. Интегрирование силовых потоков упругим звеном – гибким колесом, в отличие от планетарных передач, оптимизирует условия распределения нагрузки между зубьями и создания многопарного зубчатого зацепления, гасит внешние динамические нагрузки [1].

Большое внимание уделяется совершенствованию конструкции и параметров волновых зубчатых передач, область применения которых расширяется не только в транспортных и авиакосмических системах, но и в стационарных установках. В публикациях результатов исследований волновых зубча-

тых передач, ряд аспектов оптимизации основных конструктивных параметров крупных волновых редукторов, не нашли должного освещения. Во многом это связано с особой сложностью малоизученных процессов, протекающих в области генератора волн и зубчатого зацепления, где наблюдаются основные потери энергии.

Содержание исследований. Ресурсные испытания проводились на промышленных образцах редукторов ВЗ-1120 привода наклона передвижного миксера МП-600АС грузоподъемностью 600т расплавленного металла, на стенде с встречными силовыми потоками (рисунок 1).

Один редуктор работает в нормальном режиме, а другой в режиме мультипликации, для чего тихоходные валы испытуемых редукторов соединены зубчатой муфтой. Встречные силовые потоки обеспечивают устойчивую работу стенда в широком диапазоне режимов нагрузки, с возможностью рекуперации электроэнергии. Это снижает затраты энергии, исключает потребность в дополнительных охлаждающих устройствах, не ограничивает длительность испытаний при любых допустимых нагрузках.

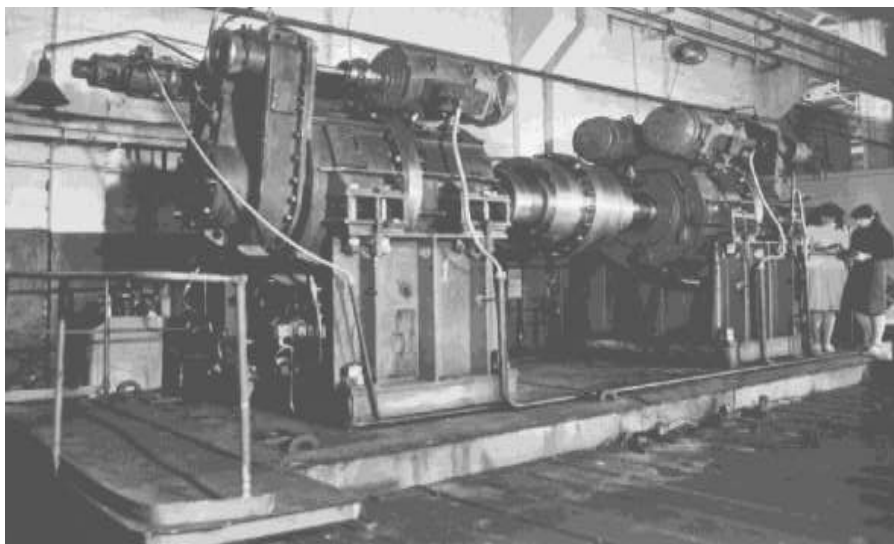


Рисунок 1 – Стенд на встречных силовых энергетических потоках для ресурсных испытаний волновых редукторов

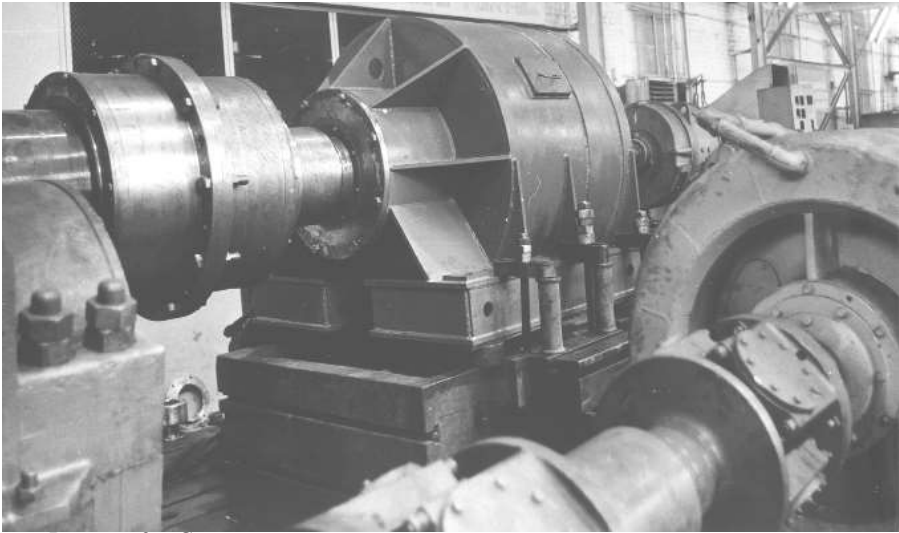


Рисунок 2 – Стенд с разомкнутым силовым контуром для экспериментальных исследований волновых редукторов

Ресурсные испытания волнового редуктора ВЗ-1120А привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР5500×7500, объемом 160м³, массой загружаемой руды 220т, проводились на стенде с разомкнутым силовым контуром (рисунок 2). Ведомый вал редуктора соединен с порошковым тормозом через мультипликатор. Тиристорный агрегат в комплекте с системой управления обеспечивает плавное регулирование частоты вращения входного вала волнового редуктора ω_1 .

Температурные режимы работы редукторов ВЗ-1120 и ВЗ-1120А контролировались на различных частотах вращения генератора волн, при ступенчатом изменении нагрузочного момента M_2 . Результаты измерения температуры редукторов со стальным проставочным кольцом приведены на рисунке 3, с проставочным кольцом из бронзы – на рисунке 4. При проведении экспериментов, температура воздуха в цехе составляла 18...20°С. Температура масла в картере редуктора измерялась в установленном режиме ртутным термометром с диапазоном измерения температуры (0...300)°С (ГОСТ 2823-83).

При минимальных значениях момента $M_2=0,2 \cdot 10^5$ Н·м и частоты вращения генератора $n_1=50$ об/мин, температура масла в картере редуктора: со стальным проставочным кольцом (спк) (рисунок 3), миксера $t=24$ °С и мельницы $t=26$ °С; с бронзовым проставочным кольцом (бпк), миксера $t=22$ °С и мельницы $t=23$ °С (рисунок 4).

При $M_2=0,2 \cdot 10^5$ Н·м, $n_1=750$ об/мин (спк), миксер $t=44$ °С и мельница $t=48$ °С; (бпк), миксер $t=30$ °С и мельница $t=35$ °С.

При $M_2=5,0 \cdot 10^5$ Н·м, $n_1=50$ об/мин, (спк), миксер $t=32$ °С и мельница $t=39$ °С; (бпк), миксер $t=39$ °С и мельница $t=42$ °С.

При максимальных значениях $M_2=5,0 \cdot 10^5$ Н·м и $n_1=750$ об/мин, (спк), миксер $t=95$ °С и мельница $t=105$ °С; (бпк), миксер $t=82$ °С и мельница $t=90$ °С.

При номинальных значениях $M_2=3,0 \cdot 10^5$ Н·м и $n_1=750$ об/мин, (спк), миксер $t=83$ °С и мельница $t=91$ °С; (бпк), миксер $t=69$ °С и мельница $t=76$ °С.

Температура масла в картере пропорциональна мощности энергетических потерь редуктора. С ростом частоты n_1 и нагрузочного момента M_2 возрастают энергетические потери в зубчатом зацеплении и генераторе волн, повышая мощность тепловыделения и температуру масла в картере редуктора.

Наработка при ресурсных испытаниях редукторов ВЗ-1120 (рисунок 1) составила 5420ч. (см. таблицу). Следы приработки видны на зубьях гибких и жестких колес, дисках, проставочных кольцах. Гибкие колеса не претерпели видимых изменений. После замены проставочных колец, уплотнений, масляных фильтров, редукторы ВЗ-1120 установили на миксеры МП-600АС и отправили заказчику на Западно-Сибирский металлургический комбинат.

Стендовые испытания редукторов ВЗ-1120 и ВЗ-1120А подтвердили результаты теоретических исследований. Экспериментально подтверждено, что к.п.д. редуктора ВЗ-1120А на 1,5...2% выше, чем у редуктора ВЗ-1120. Температурный режим редуктора ВЗ-1120А отличается от редуктора ВЗ-1120 более высокой температурой масла в картере, на 5...10°C.

Установлено влияние конструктивные факторы на интерференцию и энергетические потери в волновой передаче. Величина потерь во многом обусловлена большой протяженностью поля зацепления. На входе и выходе зубьев из зацепления, по торцам гибкого колеса, расположены зоны интерференции, активность которых возрастает пропорционально нагрузочному моменту. В этих зонах силы достигают пиковых значений.

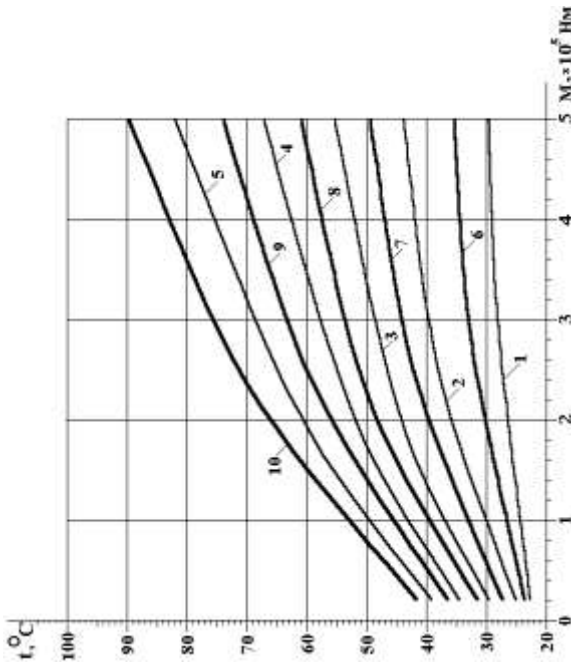


Рисунок 4 – Температурный режим работы волновых зубчатых редукторов при вводе поворота передвигного миксера МП-600АС (кривые 1-5) и перефугеровки рудоразмольной мельницы МПР 5500x7500 (кривые 6-10) на различных частотах вращения генератора волн $\omega = \{5,24 \text{ с}^{-1}$ (кривые 1, 6); $10,47 \text{ с}^{-1}$ (кривые 2, 7); $26,18 \text{ с}^{-1}$ (кривые 3, 8); $52,36 \text{ с}^{-1}$ (кривые 4, 9); $78,54 \text{ с}^{-1}$ (кривые 5, 10) } – в зависимости от нагрузочного момента M_2 ; использовано проставочное кольцо из бронзы

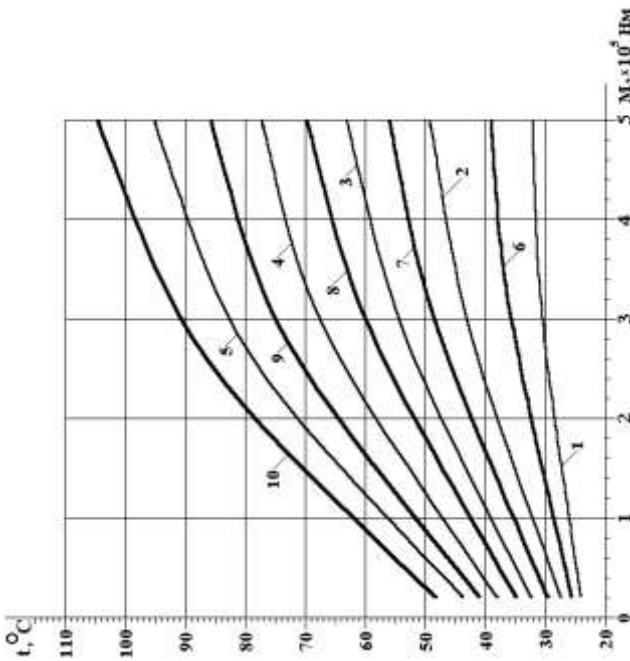


Рисунок 3 – Температурный режим работы волновых зубчатых редукторов привода поворота передвижного миксера МП-600АС (кривые 1-5) и перефутеровки рудоразмольной мельницы МПР 5500×7500 (кривые 6-10) на различных частотах вращения генератора $\omega_1 = \{5,24 \text{ с}^{-1}$ (кривые 1, 6); $10,47 \text{ с}^{-1}$ (кривые 2, 7); $26,18 \text{ с}^{-1}$ (кривые 3, 8); $52,36 \text{ с}^{-1}$ (кривые 4, 9); $78,54 \text{ с}^{-1}$ (кривые 5, 10)} – в зависимости от нагрузочного момента M_2 ; использовано стальное проставочное кольцо

Наибольшие потери энергии приходятся на области контакта дисков с гибким колесом, они пропорциональны углу отклонения дисков γ и коэффициенту трения в контакте дисков с гибким колесом [2, 3].

Заключение. Разработаны новые высоконагруженные волновые передачи применительно к тяжелому машиностроению, в которых компенсировано негативное влияние масштабного фактора, устранена интерференция зубьев. Ресурсные испытания показали высокие технические характеристики и надежность работы крупных волновых редукторов.

Таблица – Режимы ресурсных испытаний волновых редукторов ВЗ-1120 и ВЗ-1120А

Нагрузочный момент, $M_2, \text{ Н}\cdot\text{м}$	Частота вращения генератора $n_1, \text{ об/мин}$	Температура масла, $^{\circ}\text{C}$	Уровень звуковой мощности $L_{pA}, \text{ дБа}$	Время, час.	Примечания
0	50	23	68	4	Масло МС-20
0	100	24	69	4	
0	250	26	71	8	
0	500	27	72	8	
0	750	29	74	8	
$0,2 \times 10^5$	750	39	75	48	
$0,5 \times 10^5$	750	43	76	60	
$1,0 \times 10^5$	750	50	77	60	
$2,0 \times 10^5$	750	61	79	60	
$3,0 \times 10^5$	750	69	81	3600	Замена масла
$3,5 \times 10^5$	750	75	82	320	
$4,0 \times 10^5$	750	75	83	320	
$4,5 \times 10^5$	750	75	84	320	
$5,0 \times 10^5$	750	82	85	600	Разборка редукторов, визуальный осмотр, контрольные замеры, замена проставочных колец, уплотнений, масляных фильтров, сборка редукторов

Список литературы: 1. *Шувалов С.А.* Основные критерии работоспособности волновых зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1976. – №11. – С.17-20. 2. *Иванов М.Н., Шувалов С.А., Финогенов В.А.* Результаты испытаний волновой зубчатой передачи // Материалы конф. "Надежность и качество зубчатых передач". – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1967, – С.1-5. 3. *Ueura, K; Kiyosawa, Y; Kurogi, J; Kanai, S; Miyaba, H; Maniwa, K; Suzuki, M; Obara, S* (2008). "Tribological aspects of a strain wave gearing system with specific reference to its space application". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 222 (8): 1051-1061.

Поступила в редколлегию 03.05.2013

УДК 621.833

Ресурсные испытания крупных волновых редукторов / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.142-147. – Бібліогр.: 3 назв.

Виконано ресурсні випробування великих хвильових зубчастих редукторів, розроблених стосовно до умов важкого машинобудування. У конструкцію випробовуваних хвильових редукторів внесені зміни, що дозволили нейтралізувати негативний вплив масштабного чинника, усунути інтерференцію зубців другого роду і забезпечити високу навантажувальну здатність. Проведені ресурсні випробування підтвердили поліпшені експлуатаційні характеристики, високу надійність і досить великий ресурс роботи великих хвильових редукторів, що задовольняє технічним умовам важкого машинобудування.

Ключові слова: хвильовий редуктор, ресурсні випробування, температурний режим.

Resource test for large wave reducers which developed to the conditions of heavy machinery was carry out. In design wave reducer's changes in order to nullify the negative impact of scale factor, eliminate interference teeth of the second kind and provide high load capacity. Past resource tests confirmed improved performance, high reliability and very long resource of large wave reducers that meets the specifications of heavy machinery.

Keywords: wave reducer, endurance tests, temperature control.

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 определяют 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 не-

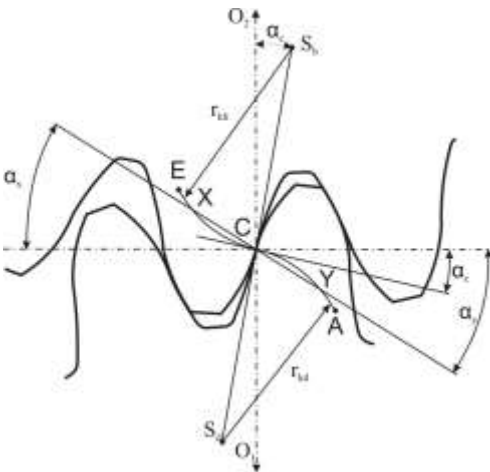


Рисунок 1 – Основные параметры В-В зубчатого зацепления

стандартных 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-

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

денными в таблице 1, причем на основе определения его типа из линии зацепления можно определить особенные 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) цевочное 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);
- с) 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, CATYA, 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 C	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	-	$h_{an}^*=1$	
коэффициент радиального зазора	-	$c_n^*=0,25$	
коэффициент радиуса закругления переходной кривой	-	$\rho_{fn}^*=0,38$	

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 [мм]		
								13	17	22
[°]	[мм]	[-]	[мм]	[мм]	[мм]	[мм]	[мм]	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 относится 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.

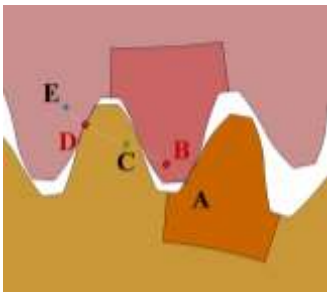


Рисунок 2 – Вращение зубчатого колеса, вычисление точки D

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.

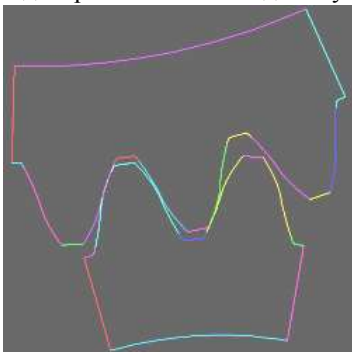


Рисунок 3 – Зацепление в точке D – IGES

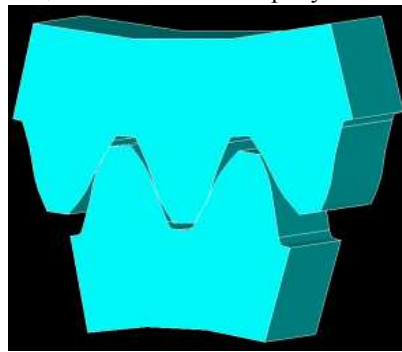


Рисунок 4 – Пространственная модель



Рисунок 5 – Величина элементов в пространственной модели

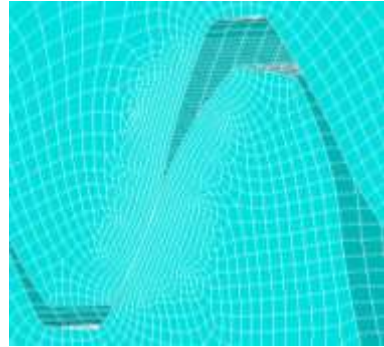


Рисунок 6 – Деталь контактной поверхности

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 $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа и коэффициентом Пуассона $\mu=0,3$. Начало координатной системы находится на оси вращения шестерни (рисунок 8).

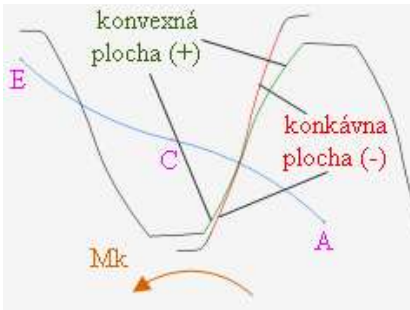


Рисунок 7 – Задание **target** и **contact** поверхностей в зубчатом зацеплении

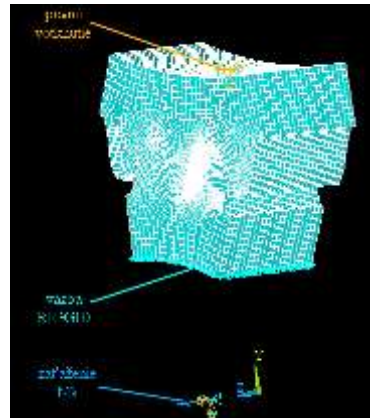


Рисунок 8 – Граничные и нагружающие условия

Результаты и дискуссия. У отдельных пространственных моделей В-В зубчатого зацепления в точках исследования однопарного зацепления (точка Б, точка Д) 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).

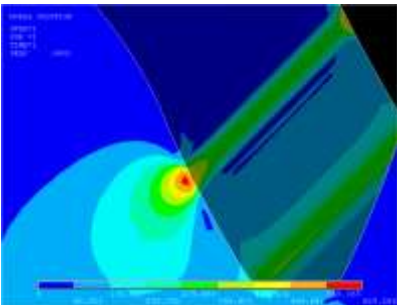


Рисунок 9 – Ход напряжений в точке Б

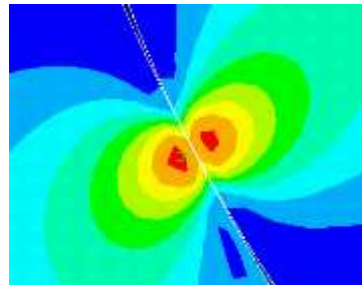


Рисунок 11 – Максимальное напряжение под поверхностью

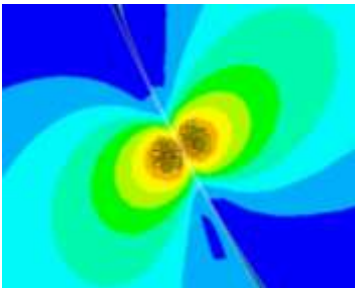


Рисунок 10 – Контактная область

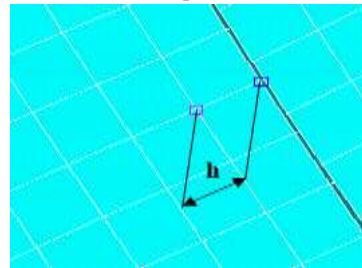


Рисунок 12 – Глубина максимального напряжения под поверхностью

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. Keith.* Shigley's Mechanical Engineering Design, 8th Edition, The McGraw-Hill Companies, Inc. 2006, ISBN0-390-76487-6, 1082s. 2. *Tőkőly 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 čelých a kuželových ozubených kolies. Kontrolný výpočet čelých 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. *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 зачеплення на товщину загартованого шару. Товщина загартованого шару важлива з точки зору виникнення зносу в зубчастому зачепленні. У разі евольвентного зубчатого зачеплення товщину загартованого шару визначає більшість авторів кількома способами, і її також визначає і норма СТН 01 4686-5. У разі нестандартного В-В зубчатого зачеплення товщину загартованого шару можливо визначити за допомогою сучасних моделюючих методів.

Ключові слова: опукло-вигнуте зачеплення, 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



Рисунок – Фото мотор-редуктора БМП-40-71-111 в испытательном стенде

исследования геометрии и прочности зубчатых и червячных передач, технологии их изготовления и контроля, материалов и термической обработки, смазки; создание методов расчета и стендовых испытаний.

Содержание исследований. В период 1981-1986гг. была проведена модернизация всего ряда типовых цилиндрических и планетарных редукторов с повышением нагрузочной способности в 1,25-1,6 раза при сохранении габаритных и присоединительных размеров, массы, а также технологии их производства, успешно реализованная на всех специализированных заводах.

В 1987-1990гг. основной задачей являлось достижение самого высокого мирового уровня с созданием широко развитой номенклатуры редукторов, мотор-редукторов и приводов, построенной по блочно-модульному

принципу, обеспечивающему высокий уровень унификации за счет конструктивной, силовой, кинематической и эксплуатационной преемственности.

ВНИИредуктором был проведен анализ тенденций развития зарубежного редукторостроения, номенклатура выпускаемых изделий, оценка их технического уровня, надежности и технологии производства; продолжены работы по исследованию и выбору материала и химико-термической обработки зубчатых колес, виду зацепления цилиндрических и червячных передач, методам расчета на прочность, нормам точности и др. с привлечением ведущих организаций и специалистов страны.

Параметрические ряды БМП на базе планетарных передач представляют 12 типов 164 типоразмеров редукторов и мотор-редукторов, охватывающих следующие диапазоны номинальных частот вращения и крутящих моментов на выходном валу

$n_2=80-315$ об/мин, $M_2=150-125000$ Н·м – для одноступенчатых;
 $n_2=16-200$ об/мин, $M_2=150-125000$ Н·м – для двухступенчатых;
 $n_2=2,24-45$ об/мин, $M_2=150-125000$ Н·м – для трехступенчатых;
 $n_2=0,56-31,5$ об/мин, $M_2=250-125000$ Н·м – для четырехступенчатых.

Параметрические ряды построены по ряду радиусов расположения осей сателлитов планетарных передач R20/3 (31,5-250) со знаменателем ряда 1,12, что в свою очередь определяет ряд крутящих моментов со знаменателем ряда 1,4.

Для мотор-редукторов установлен оптимальный параметрический ряд мощностей согласно действующим стандартам на электродвигатели. Ряды имеют переменную густоту градации – интервал рядов в области низких значений параметров больше, чем в области высоких значений.

Параметрические ряды передаточных чисел разработаны на основе ГОСТ 25022-81 "Редукторы планетарные. Основные параметры". Исходя из расчета приняты следующие диапазоны передаточных чисел:

R20 (4-9) – одноступенчатых;
R20 (6,3-56) – двухступенчатых;

R20 (25-315) – трехступенчатых;

R20 (100-1250) – четырехступенчатых.

При этом минимальную массу и размеры зубчатых передач имеет модуль с передаточным числом 4, который целесообразно применять в многоступенчатых блоках.

Существенное повышение нагрузочной способности и снижение удельной массы до уровня ведущих фирм обеспечивается следующими техническими мероприятиями:

рациональной схемы редуктора (мотор-редуктора);

оптимизации геометрических параметров зубчатых передач;

применением высокопрочных легированных материалов, подвергаемых химико-термической обработке до твердости поверхности зубьев HRC_э>60;

увеличения угла зацепления до 30° для обеспечения коэффициента перекрытия $\epsilon \geq 2$;

повышения точности изготовления валов, корпусов и зубчатых передач для снижения неравномерности распределения нагрузки вдоль зубьев сателлитов до $K_{H\beta} \leq 1,4$;

применения рациональной конструкции корпусов (тонкостенные штампованные выполняемые методом глубокой вытяжки), подшипниковых узлов, систем смазки и охлаждения и др.

Параметрические ряды БМП на базе червячных передач предусматривают следующие ряды основных параметров червячных одноступенчатых, цилиндрическо-червячных и червячных двухступенчатых редукторов и мотор-редукторов:

ряд межосевых расстояний $a_w = 31,5-500$ мм со знаменателем ряда 1,12;

ряд передаточных чисел $U = 8-4000$ со знаменателем ряда 1,25;

ряд частот вращения выходного вала мотор-редукторов $n_2 = 0,4-180$ об/мин со знаменателем ряда 1,25;

ряд крутящих моментов на выходном валу $M_2 = 25-90000$ Н·м со знаменателем ряда 1,4;

применения рациональной конструкции корпусов (тонкостенный, штампованные выполняемые методом глубокой вытяжки), подшипниковых узлов, систем смазки и охлаждения и др.

По сравнению с другими выпускаемыми мотор-редукторами 3МП, 3МПМ, 4МП серия 6МП имеет следующие преимущества:

– расширен диапазон частот вращения выходного вала от 2,24 до 450 об/мин;

– более высокая нагрузочная способность, допускаемый крутящий момент на выходном валу повышен в среднем на 30%;

– снижена удельная материалоемкость в среднем на 20%;

– 90% ресурс зубчатых передач находится в пределах 25000-50000 часов;

– снижены шумовые характеристики (корректированный уровень звуковой мощности) до бдБА;

– сохранены основные габаритно-присоединительные размеры выпускаемых мотор-редукторов серий 3МП, 4МП.

Указанное повышение технического уровня и качества достигнуто за счет следующих конструкторско-технологических мероприятий:

1) оптимизации основных параметров мотор-редукторов и зубчатых передач (радиуса расположения осей сателлитов, ширины зубчатых колес, модулей, передаточных чисел, числа зубьев колес и их коррекции с учетом их унификации и др.);

2) применения для шестерен и сателлитов высокопрочных легированных сталей, подвергаемых ионно-вакуумной нитроцементации или азотированию до твердости 58...61HRC, что обеспечивает сохранение наиболее упрочненного поверхностного слоя зубьев;

3) повышения точности изготовления зубчатых деталей за счет ионно-вакуумной нитроцементации или азотирования, обеспечивающих минимальные поводки и не требующие шлифования зубьев после термообработки;

4) конструкторско-технологических мероприятий, обеспечивающих более равномерное распределение нагрузки между сателлитами и элементами передач, в т.ч. ограничение плавания консольных водил в сборе и др.;

5) исключения в большинстве исполнений мотор-редукторов электродвигателей с частотой вращения 3000об/мин;

6) использования легированных редукторных и промышленных масел, а также полужидкой смазки "Трансол-200", обеспечивающих надежную работу мотор-редукторов и снижающих стоимость технического обслуживания в эксплуатации;

7) контроля качества изготовления базовых деталей и узлов, а также изделия в целом при приемо-сдаточных испытаниях.

Серийное производство мотор-редукторов серии 6МП осуществляет ООО "Промышленная компания "АВИКПРОМ".

В таблице приведены сравнительные данные мотор-редуктора 6МП-40 с лучшими зарубежными образцами, подтверждающие высокий технический уровень разработанного мотор-редуктора.

Таблица – Сравнительная таблица мотор-редукторов 6МП-40 с лучшими отечественными и зарубежными образцами

Показатели	Единица измерения	Значения для мотор-редукторов				
		6МП-40 ООО "НИИ "Редуктор" Украина 2012г.	4МП-40 ОАО "Механика" Украина	3МП-40 НТЦ "Редуктор" Украина, Россия	R57 "SEW EVRO-DRIVE" Германия	C412 "Bonfiglioli" Италия
Номинальная частота вращения выходного вала	об/мин	2,24-450	2,2-280	3,55-280	1,8-660	1,8-1091
Мощность электродвигателя	кВт	0,12-11,0	0,18-11	0,18-11	0,12-7,5	0,12-9,2
Крутящий момент на выходном валу	Н·м	225-600	224-400	309-345	108-404	77-431
Допускаемая радиальная консольная нагрузка на конце выходного вала	Н	4000-6000	2500-5000	4600-4870	2370-4650	2410-7000
Масса	кг	36-120	36-120	36-120	34-90	34-95
КПД редукторной части	%	95-97	95-97	95-97	94-96	93-95
Удельная материалоемкость	кг/Н·м	0,06-0,53	0,09-0,54	0,10-0,39	0,084	0,074-1,23
Габаритные размеры, L×B×H	мм	(486-770)× ×(220-350)× ×(247-406)	735× ×(220-350)× ×(250-370)	760× ×(220-350)× ×(280-406)	(442-681)× ×(230-345)× ×187	(524-703)× ×(216-301)× ×259

Выводы. Выполнены работы по освоению серийного производства мотор-редукторов общемашиностроительного применения типа 6МП, отвечающих современному техническому уровню.

Список литературы: 1. ТУ У29.2-00224828-354:2013. "Мотор-редукторы планетарные одно-, двух- и трехступенчатые типоразмеров 6МП-31,5; 6МП-40; 6МП-50. Технические условия". – 44с. 2. SEW-EVRODRIVE. Германия. Каталог. – А3. D01. 2011. – 786с. 3. BONFIGLIOLI RIDUTORI. Италия. Каталог. – 2011. – 402с.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 621.833

Новая серия планетарных мотор-редукторов типоразмеров 6МП-31,5; 6МП-40; 6МП-50 / В.М. Фей, А.В. Фесёков // Вісник НТУ "ХПИ". Серия: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №41(1014). – С.153-157. – Бібліогр.: 3 назв.

В статті представлена нова серія планетарних мотор-редукторів типорозмірів. 6МП-31,5; 6МП-40; 6МП-50.

Ключові слова: планетарний мотор-редуктор.

The article presents the new series of planetary gear unit sizes 6MP-5, 31; 6MP-40; 6MP-50.

Keywords: planetary motor-gear.

УДК 629.1.032.001.24

В.Л. ЧЕРНЫШЕВ, к.т.н., доцент каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ";

Ю.А. ОСТАПЧУК, к.т.н., доцент каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ";

А.А. ШИПУЛИН, ведущий инженер ХКБМ имени А.А. Морозова, Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ТАНКА Т-64А В РЕЖИМАХ РАЗГОНА И ТОРМОЖЕНИЯ НА СУХОЙ ГРУНТОВОЙ ДОРОГЕ

В статье рассматривается динамика переходных процессов в силовой передаче танка Т-64А в режиме разгона и торможения на ровной горизонтальной грунтовой дороге. Аналитическое моделирование осуществляется методом динамического состояния. Приведены результаты работы дизеля 5ТДФ, всережимного регулятора и бортовой коробки передач (трансмиссии). Показаны законы изменения угловых скоростей вращения элементов трансмиссии и крутящих моментов, действующих на солнечные шестерни планетарных рядов, как функций времени.

Ключевые слова: танк, двигатель, трансмиссия, фрикционные устройства, планетарные передачи, динамика, крутящие моменты.

Введение. Колесно-гусеничные машины занимают важное место в техническом оснащении вооруженных сил. Армейские легковые и грузовые автомобили, колесные и гусеничные бронетранспортеры, боевые машины пехоты и основные боевые танки решают свои специфические задачи, выдвигаемые требованиями современного боя.

Силовая передача транспортной машины является основной системой, определяющей показатели подвижности, надежности и экономичности.

Семискоростная бортовая коробка передач (БКП), была разработана в ХКБМ им. А.А. Морозова в начале 60-х годов для танка Т-64 под двигатель 5ТДФ, мощностью 700л.с. В 70-е годы БКП была усилена под двигатели В-46 и 6ТД. В настоящее время она является основной трансмиссией танков Т-64, Т-64А, Т-64Б, БМ "Булат", Т-80УД, Т-72, Т-84, Т-90С, тягачей МТ-Т, инже-

© В.Л. Чернышев, Ю.О. Остапчук, О.О. Шипулин, 2013

нерных машин БТМ-4М "Тундра", БРМ-3, БРЭМ-1, МТУ-72, МТУ-90, выполненных на шасси МТ-Т, Т-72 и Т-90С, и гусеничных машин ГМ-831...ГМ-835, носителей ракетного вооружения (комплексы С-300В).

В настоящее время БКП работает на пределе своих технических возможностей: повышение мощности двигателя до 1200л.с. резко снижает ресурс подшипниковых опор и зубчатых передач. Она морально устарела и не отвечает современным требованиям по передаваемой мощности, управляемости и эргономике.

При проектировании новых транспортных средств передвижения, создании тренажеров и модернизации существующих образцов военной техники, возникает необходимость в математическом моделировании силовых передач в виде системы "водитель-двигатель-всережимный регулятор-трансмиссия", что позволяет выбрать правильные направления конструкторских работ и оценить их эффективность.

При выполнении данной работы были поставлены следующие задачи:

- аналитическое моделирование динамики танка Т-64А и его моторно-трансмиссионной установки в режимах разгона и торможения на ровной горизонтальной грунтовой дороге;
- исследование динамики переходных процессов в силовой передаче;
- определение законов изменения крутящих моментов на солнечных шестернях планетарных рядов БКП, в зависимости от режима движения машины.

1. Объект исследования. Объектом исследования является силовая передача танка Т-64А [1] в режиме его разгона и торможения на ровной горизонтальной грунтовой дороге. Ее структурная схема представлена на рисунке 1.

1.1. Алгоритмы и органы управления движением. Органами управления движением механика-водителя являются [2]:



- педаль подачи топлива;
- педаль сцепления;
- педаль тормоза;
- рычаги управления поворотом;
- кулиса переключения передач.

Приводы управления движением действуют на механико-гидравлическом принципе. За счет воздействия водителем на органы управления (задается скорость перемещения) осуществляется перемещение золотников в механизме распределения, что вызывает изменение давления масла в гидравлической части приводов.

Рисунок 1 – Структурная схема силовой передачи танка Т-64А

Законы нарастания и слива давления, для каждого фрикционного устройства (ФУ) БКП, являются функцией времени, которые считаются известными. Последовательность воздействия механиком-водителем на органы управления определяется целевой установкой: разгон, движение с постоянной скоростью, торможение, остановка.

1.2. Всережимный регулятор. Система автоматического регулирования дизелем занимает важное место в реализации алгоритмов управления движением машины и оказывает существенное влияние на переходные процессы в силовой передаче. Она обеспечивает заданный механиком-водителем скоростной режим работы двигателя, определенную величину давления воздуха на выходе из нагнетателя (давление наддува) и изменение подачи топлива при работе двигателя на режиме внешней характеристики [3].

В систему регулирования входят всережимный регулятор (ВР) числа оборотов, устройства коррекции подачи топлива и управления лопатками нагнетателя.

Указанные автоматические устройства объединены в одном агрегате-регуляторе, установленном на двигателе.

Всережимный регулятор числа оборотов, его структурная схема приведена на рисунке 2, обеспечивает:

- ограничение максимальных оборотов двигателя;
- поддержание устойчивых минимальных оборотов холостого хода;
- поддержание заданного механиком-водителем скоростного режима работы двигателя.

Поэтому, по характеру выполняемых задач, регулятор является всережимным.

При воздействии механиком-водителем на педаль подачи топлива 10 изменяется величина угла $\Theta(t)$. Это вызывает вращение по часовой стрелке рычага обратной связи 7 под воздействием пружины 6 относительно вращающегося вправо упора 9. Возникающее при этом перемещение поршня топливного сервомотора приводит к увеличению подачи топлива в ДВС.

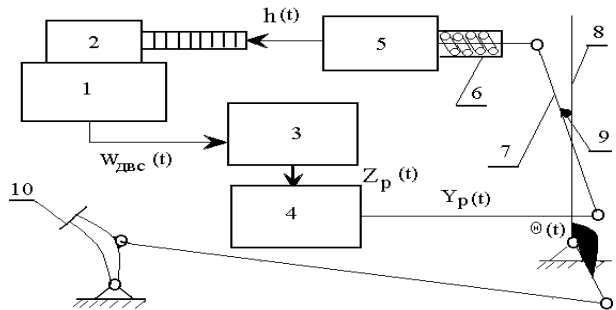


Рисунок 2 – Структурная схема всережимного регулятора дизеля 5ТДФ: 1 – объект регулирования (ДВС); 2 – формирователь; 3 – центробежный измеритель угловой скорости вращения коленвала; 4 – сервомотор измерителя угловой скорости; 5 – топливный сервомотор; 6 – пружина; 7 – рычаг обратной связи; 8 – рычаг управления; 9 – упор; 10 – педаль подачи топлива

Математическая модель ВР описывается двумя дифференциальными уравнениями первого порядка:

- скорость перемещения выходного штока сервомотора;
- скорость перемещения рейки топливных насосов.

1.3. Дизель 5ТДФ. Двигатель 5ТДФ – это пятицилиндровый, однорядный, двухтактный турбопоршневой дизель жидкостного охлаждения с непосредственным смесеобразованием и прямоточной двухпоршневой продувкой [3]. Общий вид двигателя представлен на рисунке 3.

При построении математической модели ДВС были сделаны следующие предположения:

- процессами газообмена, сжатия, смесеобразования и горения – пренебрегаем;
- крутильными колебаниями коленчатых валов и нагнетателя – пренебрегаем;
- двигатель рассматривается как одномассовая система с моментом инерции $J_{дв}$;
- в качестве выходных параметров ДВС используется угловая скорость



Рисунок 3 – Общий вид двигателя 5ТДФ

Исходными данными для получения выше указанных параметров является многопараметрическая характеристика ДВС.

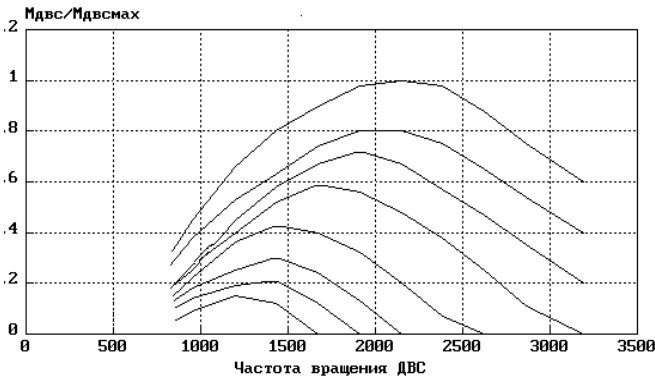


Рисунок 4 – Относительные зависимости крутящего момента ДВС на входе в трансмиссию для различных значений рейки топливного насоса вал коробки передач 3, бортовую передачу 4 и ведущее колесо 5.

Коробка передач механическая планетарная с 3 степенями свободы. В ее состав входят 4 планетарных ряда (ПР) – 1ПР...4ПР, бортовая передача (5ПР)

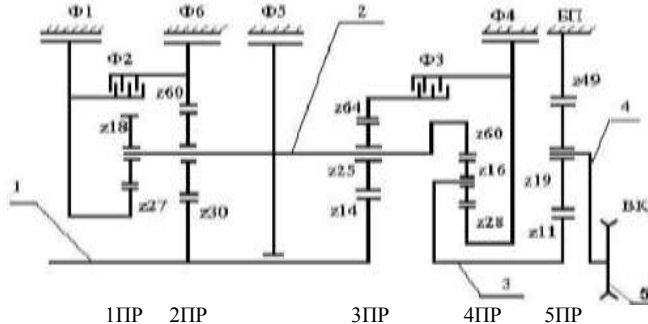


Рисунок 4 – Кинематическая схема БКП

вращения коленчатых валов и крутящий момент двигателя (семейство кривых, зависящий от положения рабочей точки дизеля $A(\omega_{дв}, h_{ртин})$, с учетом потерь мощности на всасывание и выхлоп, холостые потери, включая работу вспомогательных механизмов и системы охлаждения (рисунок 4).

1.4. Бортовая коробка передач.

Кинематическая схема БКП (их две, по одной на каждый борт машины) представлена на рисунке 5. Она включает в себя входной вал 1, который с помощью зубчатой муфты соединяется с коленчатым валом двигателя, сложное водило 2, выходной вал коробки передач 3, бортовую передачу 4 и ведущее колесо 5.

и шесть фрикционных устройств (ФУ) Ф1...Ф6. Фрикционы Ф1, Ф4, Ф5 и Ф6 являются тормозными, а Ф2 и Ф3 – блокировочными. В 1 и во 2 планетарных рядах солнечная шестерня общая. Водило планетарных рядов 1ПР,

2ПР и 3ПР (сложное водило) выполнено как единая сборочная единица. Каждый фрикцион состоит из пакета стальных металлокерамических дисков, работающих в масле, и сжимающего устройства – бустера.

Включение ФУ производится за счет подачи масла под давлением, в зависимости от номера текущей передачи, в полость между бустером и манжетой. В тормозные фрикционы масло поступает из системы гидроуправления, а в блокировочные – через каналы в корпусных деталях.

Номера включаемых фрикционов, передаточные отношения и максимальные расчетные скорости движения, в зависимости от номера передачи, приведены в таблице 1.

Выключение фрикционов осуществляется за счет слива масла из бустера и раздвигания

Таблица 1 – Параметры БКП

Передача	ЗХ	1	2	3	4	5	6	7
Включаемые ФУ	Ф3,Ф5	Ф3,Ф4	Ф4,Ф6	Ф3,Ф6	Ф1,Ф4	Ф1,Ф3	Ф2,Ф4	Ф2,Ф3
$i_{БКП}$	14,35	8,713	4,20	3,485	2,787	2,03	1,467	1,00
V_{max}	4,22	7,41	13,80	17,40	21,80	29,80	41,20	60,50

дискотрения за счет отжимных пружин. В выключенном состоянии между дисками трения существует зазор, который гарантирует отсутствие передачи крутящего момента от ведущих дисков трения к ведомым.

Включение фрикционов Ф4 и Ф5, которые обеспечивают торможение и удержание машины на подъемах и спусках, производится с помощью специального механизма, который состоит из двух шариковых разжимных устройств. Включение этих устройств осуществляется за счет перемещения педали остановочного тормоза.

2. Аналитическое моделирование переходных процессов в силовой передаче танка Т-64А методом динамического состояния. В основу алгоритма расчета переходных процессов в силовых передачах, была положена авторская разработка: метод динамического состояния (МДС). Ее возможности и результаты применения изложены в работах [4, 5].

Отличительные особенности МДС следующие:

1. Планетарные трансмиссии транспортных машин, имеющие ФУ, являются неголономными системами и их описание дифференциальными уравнениями, получаемыми на основе уравнения Лагранжа [6], является неприемлемым [7].

2. МДС описывает структурные изменения силовой передачи, вызываемые включением, выключением и буксованием фрикционных устройств, при этом учитываются возникающие в системе ударные нагрузки, обусловленные перераспределением кинетической энергии вращающихся деталей и узлов трансмиссии.

3. Данный аналитический метод учитывает автоколебания, возникающие за счет сил трения в ФУ и вызывающие "срыв" уже включенного фрикциона, что увеличивает действительное время его включения.

4. В классической постановке, число дифференциальных уравнений, описывающих поведение механической системы, соответствует числу степеней свободы (обобщенных координат). При использовании МДС в число обобщенных координат включены кинематические (ускорения) и силовые (моменты) параметры. При включении и выключении ФУ силовая передача меняет число степеней свободы, что влечет за собой изменение числа необходимых дифференциальных уравнений. МДС позволяет сохранить число дифференциальных уравнений постоянным, охватывает все возможные состояния механической системы, существенно уменьшает время интегрирования дифференциальных уравнений, сохраняет структуру алгоритма вычислений и позволяет использовать стандартные методы Рунге-Кутты.

5. Метод является аналитическим, учитывает возникновение ударных нагрузок и позволяет рассматривать комбинированные силовые передачи (электромеханические, гидрообъемные и др.), физические процессы которых имеют малые постоянные времена.

3. Исследование динамики силовой передачи танка Т-64А в режимах прямолинейного разгона и торможения. В качестве примера рассмотрим разгон и торможение танка Т-64А на ровной сухой горизонтальной грунтовой дороге.

Танк имеет штатные исполнение и алгоритмы управления.

Программа движения танка предусматривает:

- начало движения с 1 передачи и последовательный выход на 7 передачу;
- максимальная скорость движения ограничивается 50км/ч;
- торможение осуществляется методом наката до скорости 2км/ч;
- остановка осуществляется тормозом и переводом кулисы в нейтральное положение.

3.1. Разгонная и тормозная характеристики. В начальный момент времени кулиса установлена в нейтральном положении и механик-водитель не воздействует на органы управления.

Трогание машины начинается через 2 секунды после выжимания педали сцепления, перевода кулисы в положение 1 передачи, отпускания педали сцепления, выжимания педали подачи топлива и включения фрикционов Ф3 и Ф4.

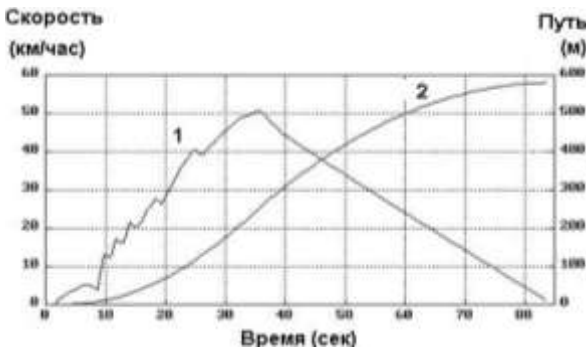


Рисунок 6 – Разгонная и тормозная характеристики танка Т-64А

На рисунке 6 приведены зависимости скорости движения (кривая 1) и пройденного пути (кривая 2), как функций времени.

Время разгона танка на 1 передаче занимает порядка 6 секунд, что вызвано алгоритмом управления и буксованием фрикциона Ф3.

После достижения машиной скорости 50км/ч ($t=35c$), программный модуль "Водитель" начинает

реализовывать торможение танка методом свободного наката, т.е. выжимается педаль сцепления, а дизель 5ТДФ переводится в режим минимальных устойчивых рабочих оборотов около 180рад/с (1700об/мин).

3.2. Динамика дизеля и системы регулирования. В системе автоматического регулирования дизелем важное место занимает закон перемещение рейки топливных насосов. Он позволяет оценивать загрузку дизеля на различных режимах движения.

На рисунке 7 представлены законы изменения во времени угловой скорости вращения двигателя 5ТДФ (кривая 1) и ход рейки топливных насосов (кривая 2).

Закон изменения крутящего момента ДВС, как функция режима движения и времени, с учетом холостых потерь мощности в самом ДВС и в системах, обеспечивающих его работоспособность, показан на рисунке 8.

Данные характеристики ДВС позволяют определить его выходную мощность и степень загруженности.

Алгоритмы управления движением танка предполагают переключать БКП на высшую передачу в точках максимальной мощности, что соответствует частоте вращения ДВС 2850об/мин (293рад/с).

За счет включения фрикционов увеличивается нагрузка на ДВС, и угловая скорость дизеля падает до 200рад/с (рисунок 7).

Анализ работы дизеля 5ТДФ в объектовых условиях танка Т-64А показывает:

1. На 1 передаче дизель 5 ТДФ не догружен и его выходная мощность составляет порядка 250 кВт (рисунок 9).

2. На 2, 3, 4 и 5 передачах рабочая точка дизеля выходит на режим максимальной мощности.

3. При движении на 6 передаче дизель достаточно долго "вытягивает" (5...7с) машину до скорости 40км/ч, что показывает на недостаточную его мощность.

4. При движении на 7 передаче разгон машины с 40 до 50км/ч занимает около 8...9с, при этом система регулирования обеспечивает максимальную подачу топлива в цилиндры ($h_{ггн}=10,5\text{мм}$), а угловая скорость дизеля растет достаточно медленно, со значительными сбросами (рисунок 7, диапазон времени 28< t <35с), что свидетельствует о недостаточном коэффициенте запаса ФЗ.

3.3. Анализ переходных процессов в БКП. Исследование переходных процессов в БКП позволяет получить физическую картину происходящих

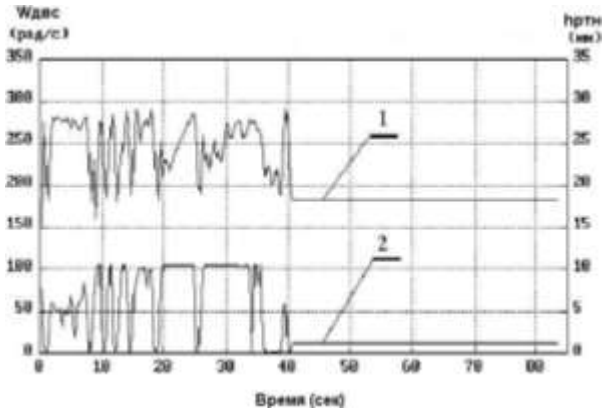


Рисунок 7 – Угловая скорость вращения дизеля 5ТДФ и переключение рейки топливных насосов при разгоне и торможении танка

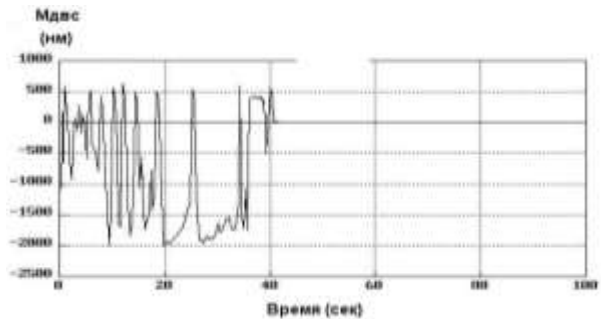


Рисунок 8 – Закон изменения крутящего момента дизеля 5ТДФ

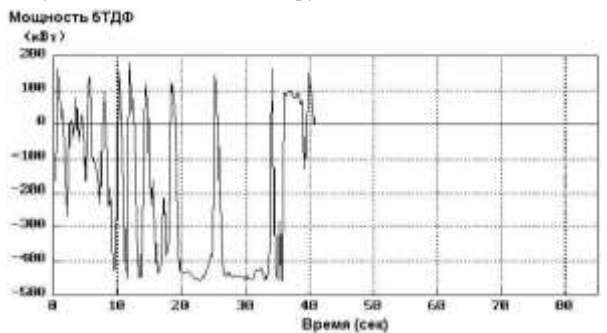


Рисунок 9 – Закон изменения выходной мощности дизеля 5ТДФ

процессов и выработать рекомендации по устранению негативных факторов.

При включении, выключении и срыве ФУ изменяется текущее состояние трансмиссии, что вызывает дополнительные особенности в построении алгоритма расчета.

В качестве примера рассмотрим движение на 5 передаче (Ф1 и Ф3) и переход с 5 на 6 передачу (Ф2 и Ф4), так называемый "клевок" (рисунки 6-13).

Движение танка на 5 передаче начинается на 15 секунде (рисунок 6, момент начала подачи масла в бустер Ф1), а конец соответствует моменту времени $t=18,5\text{с}$ (момент начала слива масла из бустера Ф1).

Работа БКП на 5 передаче сопровождается интенсивным скольжением фрикционов Ф1 (рисунок 10) и Ф3 (рисунок 12), которые носят знакопеременный характер, что и обеспечивает движение танка.

Мгновенные значения угловых скоростей скольжения Ф1 и Ф3 по модулю достигают $300\dots 400\text{рад/с}$, однако их длительность очень незначительная, что приводит к небольшим углам смещения дисков трения (до $10\dots 15^\circ$).

В момент времени $t=18,3\text{с}$ начинается выключение Ф1 и Ф3 (слив масла из бустера) и через $0,3\dots 0,5\text{с}$ начинается включение Ф2 и Ф4 при этом возникают незначительные автоколебания ($19,5 < t < 20,5$) после которых происходит их включение.

Зная величины скольжения, действующие моменты трения между металлокерамическими дисками можно определить затраты мощности на буксование ФУ и сформулировать требования к системе охлаждения БКП.

Наиболее тяжелыми режимами работы фрикциона Ф4 являются 1 и 6 передачи, на которых затраты мощности на буксование составляют около 6кВт . При выключении 6 передачи мощность буксования Ф2 не превышает $1,0\text{кВт}$.

3.4. Анализ нагруженности планетарных рядов БКП. В моторно-трансмиссионной установке танка Т-64А будем рассматривать следующие нагрузки:

1. Моменты сопротивления вращению ведущих колес, которые действуют со стороны гусеницы и несущего основания. Считаем, что они известны.

2. Силы инерции звеньев БКП.

3. Моменты трения во фрикционных устройствах, зависящие от геометрических размеров ФУ, характеристик отжимных пружин и величины давления масла в бустере.

4. Входной крутящий момент в трансмиссию (момент ДВС, рисунок 4).

Зависимость крутящего момента двигателя 5ГДФ на входе в трансмиссию, как функция времени, уже была рассмотрена (рисунок 8). В соответствии с принятым правилом знаков для мощности (входная мощность на звено принимается положительной, а выходная – отрицательной), отрицательные значения крутящего момента соответствуют активному режиму работы ДВС, а положительные – реактивному (режим компрессора).

На рисунках 14-17 приведены значения крутящих моментов на солнечных шестернях 1, 2, 3 и 4 планетарных рядов.

Конструктивно 1 и 2 планетарные ряды выполнены с единой солнечной шестерней. Метод динамического состояния позволяет разделить действующие нагрузки для каждого ПР в отдельности.

На рисунке 14 представлена зависимость крутящего момента на солнце 1ПР ($M_{1д1}$). Его максимальное (пиковое) значение возникает при движении на 7 передаче ($t=28\text{с}$) и составляет $78\text{кН}\cdot\text{м}$.

Со стороны 2ПР (рисунок 14) действует противоположно направленный крутящий момент $M_{1д2}=35\text{кН}\cdot\text{м}$. Анализ моментов $M_{1д1}$ и $M_{1д2}$ показывает на их кратковременный ударный характер. Причиной их возникновения является срыв фрикциона Ф3.

Рассмотрим крутящий момент на солнечной шестерне ЗПР, рисунок 16. Его мак-

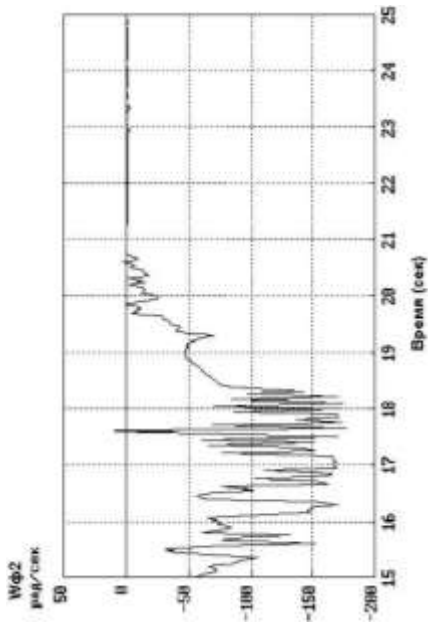


Рисунок 11 – Скольжение фрикциона Ф2

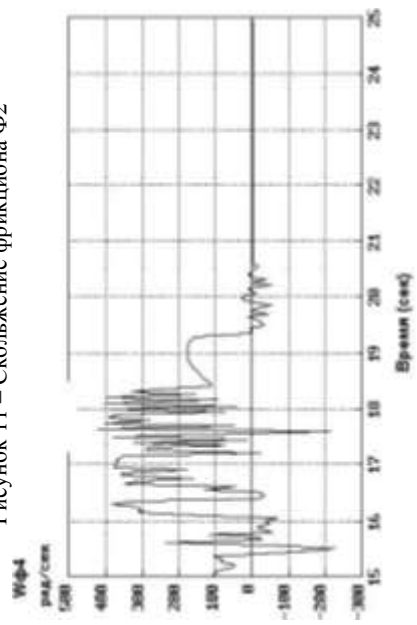


Рисунок 13 – Скольжение фрикциона Ф4

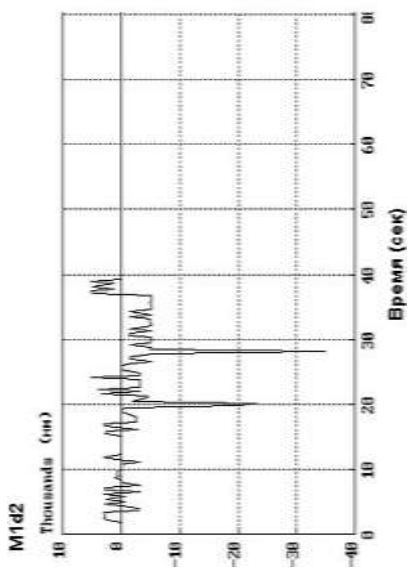


Рисунок 15 – Крутящий момент на солнце 2 планетарного ряда

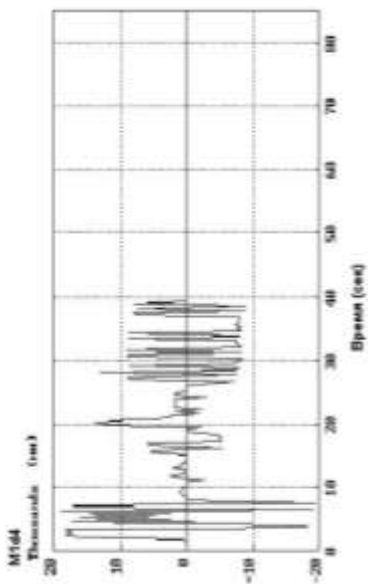


Рисунок 17 – Крутящий момент на солнце 4 планетарного ряда

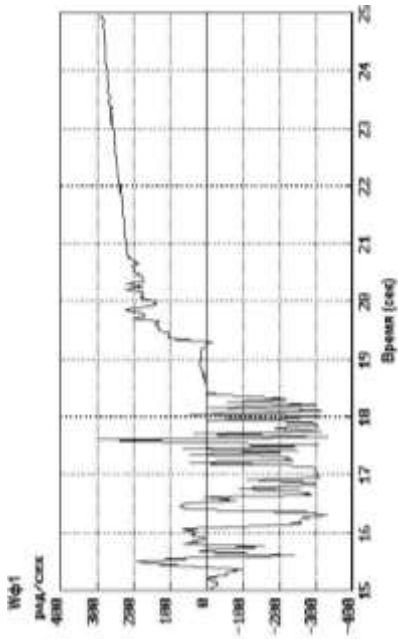


Рисунок 10 – Скольжение фрикциона Ф1

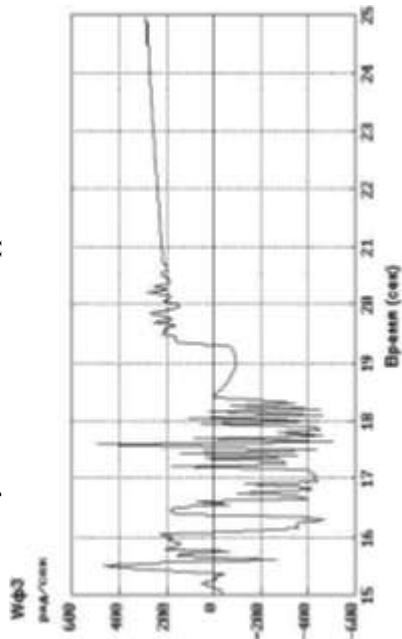


Рисунок 12 – Скольжение фрикциона Ф3

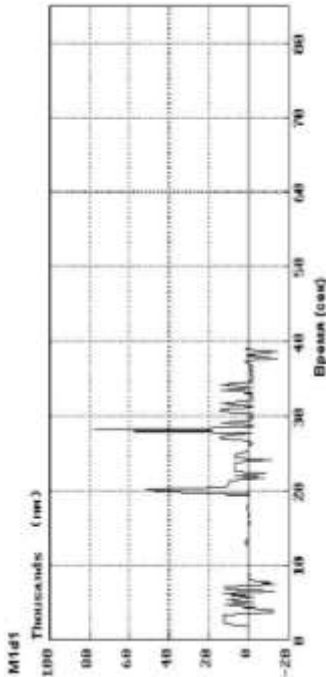


Рисунок 14 – Крутящий момент на солнце 1 планетарного ряда

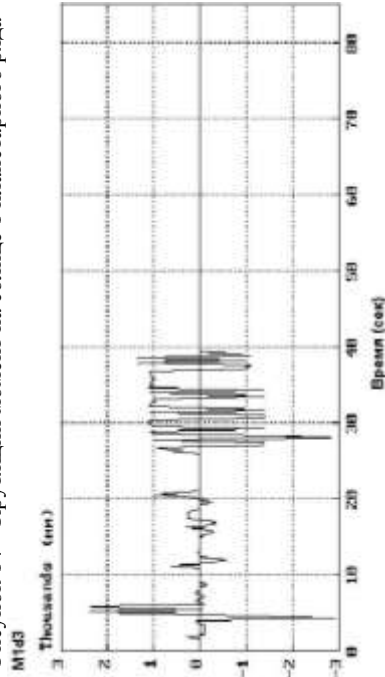


Рисунок 16 – Крутящий момент на солнце 3 планетарного ряда

симальное значение $2,8 \text{ kN}\cdot\text{m}$ достигается при $t=28 \text{ c}$, что вызывает срыв ФЗ. Причиной этого явления является не согласованность передаточных чисел 5 и 6 передач, что вызывает "клевок" машины. Следствием этого явились ударные нагрузки в 1 и 2 планетарных рядах и возникновение двух встречных потоков мощности, которые сошлись на общей солнечной шестерне 1 и 2 ПР. Итогом этого явилось уменьшение суммарного, результирующего момента в 2 раза и сохранения работоспособности БКП.

На рисунке 17 показан характер изменения крутящего момента на солнечной шестерне 4 ПР. Включение ФЗ на 7 передаче приводит к циркуляции потока мощности, которая носит знакопеременный характер.

Полученные зависимости изменения крутящих моментов позволяют построить циклограммы нагружения всех деталей и узлов БКП, оценить их прочность, надежность и ресурс.

4. Выводы:

1. Силовая передача танка Т-64А является сложной механической системой с гидравлическим управлением. Она имеет 13 подвижных масс (две БКП), на которые накладываются неголономные связи, обусловленные включением, буксованием и выключением фрикционных устройств.

2. Существующие методы математического моделирования силовых передач в не достаточной мере отражают конструктивные особенности трансмиссий, алгоритмы управления, действующие кинематические и силовые связи.

3. Разработанная математическая модель силовой передачи и полученные с ее помощью результаты переходных процессов позволяют оценить нагруженность деталей и узлов БКП, уровень потерь мощности, сформулиро-

вать требования к системам управления и охлаждения.

Список литературы: 1. Современные танки / Под ред. Б.С. Сафонова и В.И. Мураховского – М.: "Арсенал-Пресс", 1995. – 320с. 2. Объект 434. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Кн.1 и 2. – М.: Воениздат, 1986. – 424с. 3. Быстроходный танковый двигатель 5ТДФ. – М.: Военное издательство Министерства обороны СССР, 1970. – 184с. 4. Чернышев В.Л., Рагулин С.В.. Информационная технология "Gill" и ее применение в создании подвижных комплексов вооружения: www.bvtv.narod.ru/1/gill/gill.htm 5. Чернышев В.Л. Проект "ЭТА". Электромеханическая трансмиссия перспективного советского танка "Молод" (изд. 477). www.bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm 6. Белоутов Г.С. Метод математического моделирования переходных процессов в транспортных гусеничных машинах // Вестник бронетанковой техники. – 1975. – №5. – С.22-24. 7. Анпель П. Теоретическая механика. Т.2. – М.: Изд. Физико-математической литературы, 1960. – 487с.

Поступила в редколлегию 18.04.2013

УДК 629.1.032.001.24

Исследование динамики силовой передачи танка Т-64А в режимах разгона и торможения на сухой грунтовой дороге / В.Л. Чернышев, Ю.А. Остапчук, А.А. Шипулин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.157-167. – Бібліогр.: 7 назв.

У статті розглядається динаміка перехідних процесів в силовій передачі танка Т-64А в режимі розгону і гальмування на рівній горизонтальній ґрунтовій дорозі. Аналітичне моделювання здійснюється методом динамічного стану. Приведені результати роботи дизеля 5ТДФ, всережимного регулятора і бортової коробки передач (трансмисії). Показані закони зміни кутових швидкостей елементів трансмісії та обертових моментів, що діють на сонячні шестерні планетарних рядів, як функцій часу.

Ключові слова: танк, двигун, трансмісія, фрикційні пристрої, планетарні передачі, динаміка, обертові моменти.

The article takes up the issues of dynamic of transient processes in power transmission of T-64A battle tank in acceleration and braking modes on horizontal dirt road. Analytic simulation is realized by dynamic state method. The results of 5TDF diesel, all-range regulator and transmission performance are presented. The principles of rotational speed changes and motive force of transmission elements interaction with center gear and planetary gear sets are shown as time-varying function.

Keywords: tank, diesel, transmission, planetary gear, dynamic.

УДК 621.833.6

А.В. ШЕХОВ, старший научный сотрудник НАКУ "ХАИ", Харьков;
В.Н. ПАВЛЕНКО, д.т.н, доц., заведующий каф. НАКУ "ХАИ"

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ОПТИМАЛЬНОЙ ПО МАССЕ КОНСТРУКЦИИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $n \times AI$ ПРИ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ

Рассмотрена методика определения несущей способности оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма с учетом условий изгибной прочности.

Ключевые слова: планетарный механизм, несущая способность, изгибная прочность.

Постановка проблемы. Практика создания авиационных приводов на базе многоступенчатых планетарных механизмов показывает, что не всегда конструкция такого механизма, имеющего наименьшую массу, по несущей способности является оптимальной или даже допустимой. В этой связи получение оценки несущей способности конструкции механизма, которая имеет минимальную массу, представляет особый интерес.

Анализ литературы. Минимизации массы планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-5]. Однако в этих работах не рассматриваются вопросы оценки несущей способности этих механизмов применительно к их оптимальным конструкциям. В

© О.В. Шехов, В.М. Павленко, 2013

работе [6] приводится методика оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{\text{AI}}$ при контактной прочности.

Цель статьи. Разработка методики оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{\text{AI}}$ при изгибной прочности.

Содержание исследований. На рисунке 1 представлена схема многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{\text{AI}}$. Сквозная нумерация всех зубчатых колес механизма показана на рисунке 1,а. Локальная (в пределах одной ступени) нумерация зубчатых колес приведена на рисунке 1,б.

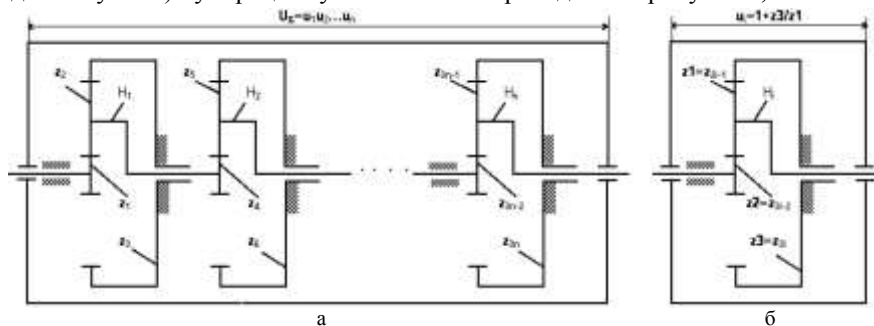


Рисунок 1 – Схема многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{\text{AI}}$:
а – сквозная нумерация всех зубчатых колес; б – локальная нумерация

Суммарная масса M_Σ многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{\text{AI}}$ определяется в виде следующей суммы,

$$M_\Sigma = M_1 + M_2 + \dots + M_n = \sum_{i=1}^n M_i, \quad (1)$$

где M_i – масса i -й ступени механизма; n – число ступеней механизма.

С учетом допущений, которые приведены в работах [1-4], масса M_i отдельной ступени механизма может быть вычислена по формуле

$$M_i = \frac{\pi \rho_{3i-2}}{4} b_{3i-2} d_{3i-2}^2 \left(1 + k_i \left(\frac{u_i - 2}{2} \right)^2 + n_{Mi} \frac{u_i^2}{4} \right), \quad (2)$$

где ρ_{3i-2} , b_{3i-2} , d_{3i-2} – плотность материала, ширина венца и диаметр делительной окружности центрального зубчатого колеса z_{3i-2} ; k_i – число сателлитов ступени; n_{Mi} – коэффициент приведения масс корпуса, водила и неподвижного зубчатого колеса к массе условного диска, принятый для ступени; u_i – передаточное отношение ступени.

Подставив (2) в (1) и вынося за скобки общий множитель $\pi \rho_1 b_1 d_1^2 / 4$, получим

$$M_\Sigma = \frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left(A_1 + \sum_{i=2}^n A_i B_i \right), \quad (3)$$

где $A_i = 1 + S_i \left(\frac{u_i - 2}{2} \right)^2 + n_{Mi} \frac{u_i^2}{4}$; $B_i = \frac{\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{\rho_1 b_1 d_1^2}$ – безразмерные коэффициенты.

Соотношение (3) можно записать другим образом, а именно

$$M_{\Sigma} = \frac{\pi \rho_{3n-2}}{4} b_{3n-2} d_{3n-2}^2 \left(\sum_{i=1}^{n-1} A_i B_i + A_n \right), \quad (4)$$

где $B_i = (\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2) / (\rho_{3n-2} b_{3n-2} d_{3n-2}^2)$ – безразмерный коэффициент.

Различие приведенных формул состоит только в том, что в них по-разному вычисляются коэффициенты B_i . Формулу (4) предпочтительнее использовать применительно к так называемым силовым механизмам. В этом случае самой нагруженной ступенью механизма будет его последняя ступень. Соответственно формулу (3), как правило, используют в случае так называемых кинематических механизмов.

Часто при конструировании многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$, исходя из технологических и экономических соображений, принимают равные модули и ширины венцов, а также одинаковые материалы зубчатых колес отдельных ступеней. Такой подход обеспечивает выполнение условия для коэффициентов $B_i=1$. При этом прочность механизма достигается за счет величины $b_1 d_1^2$ или $b_{3n-2} d_{3n-2}^2$.

Предварительно исследуем несущую способность одной ступени механизма, масса которой будет минимальной. Подставляем в соотношение (2) значение $i=1$. Записываем условие изгибной прочности для центрального зубчатого колеса z_1 в виде [3]

$$b_1 d_1^2 \geq \frac{2T_{\text{ввх}}(\Omega_F)_1 (K_{F\beta} K_{Fv})_1 (Y_{FS})_1 z_1}{U_{\Sigma} k_1 (\sigma_{FP})_1}. \quad (5)$$

Обозначения величин, приведенных в этой формуле, такое же, как и в работе [4]. Нижний индекс 1 означает принадлежность к первой ступени механизма.

Как и в работе [4], введем коэффициент массы при расчете на изгибную прочность

$$C_F = \frac{\pi \rho_1}{4} \frac{2T_{\text{ввх}}(\Omega_F)_1 (K_{F\beta} K_{Fv})_1 (Y_{FS})_1}{(\sigma_{FP})_1}. \quad (6)$$

Для механизма с одной ступенью $n=1$ имеем $U_{\Sigma} = u_1$ и $T_{\text{ввх}}/U_{\Sigma} = T_1$.

С учетом (6) выражение (2) запишем в безразмерном виде

$$\overline{M}_{F1} = \frac{M_1}{C_F} = z_1 \frac{A_1}{k_1 u_1} = z_1 \frac{1 + k_1 \left(\frac{u_1 - 2}{2} \right)^2 + n_{M1} \frac{u_1^2}{4}}{k_1 u_1}. \quad (7)$$

Соотношение (7) – аналог массы планетарного механизма типа \overline{AI} при расчете на изгибную прочность. Аналог массы или безразмерная масса \overline{M}_{F1} является функцией передаточного отношения механизма u_1 , т.е. $\overline{M}_{F1} = \overline{M}_{F1}(u_1)$.

Оптимальное значение передаточного отношения $u_{\text{опт}}$, при котором масса планетарного механизма типа \overline{AI} будет минимальной, находим из решения уравне-

ния $\partial \overline{M}_{F1} / \partial u_1 = 0$. Это уравнение имеет два корня, которые вычисляются по формуле

$$(u_1)_{1,2} = \pm \frac{2\sqrt{(k_1 + 1)(k_1 + n_{M_1})}}{k_1 + n_{M_1}}. \quad (8)$$

Из двух корней, определяемых из формулы (8), следует выбрать тот, при котором значение аналога массы \overline{M}_{F1} будет положительным. В нашем случае получим

$$u_{opt} = \frac{2\sqrt{(k_1 + 1)(k_1 + n_{M_1})}}{k_1 + n_{M_1}}. \quad (9)$$

Для значений $k_1 = 3$ и $n_{M_1} = 7$ оптимальное значение передаточного отношения механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ с одной степенью равно $u_{opt} = 1,265$.

Общий вид функции \overline{M}_{F1} приведен на рисунке 2,а, а на рисунке 2,б показан график аналога массы \overline{M}_{F1} в диапазоне реальных передаточных отношений u_1 при различном числе сателлитов k_1 . Графики построены при значении параметра $n_{M_1} = 7$.

Анализ зависимости (7) показывает следующее. Во-первых, существует оптимальный диапазон передаточного отношения u_1 , для которого значение аналога массы \overline{M}_{F1} будет наименьшим. Во-вторых, с увеличением числа сателлитов k_1 снижается значение минимума аналога массы \overline{M}_{F1} .

Для оценки несущей способности одной ступени механизма с передаточным отношением $u_1 = u_{opt}$ перепишем условие (5) к виду

$$[T_{вых}]_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{b_1 d_1^2 k_1 (\sigma_{FP})_1 u_{opt}}{(K_{F\beta} K_{Fv})_1 (\Omega_F)_1 (Y_{FS})_1 z_1}. \quad (10)$$

Соотношение (10) определяет допустимую величину момента $[T_{вых}]_1$, действующего на выходе механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ с одной степенью, имеющего минимальную массу. При этом значения коэффициентов $K_{F\beta}$ и K_{Fv} должны соответствовать требуемой степени нагруженности внешнего зацепления планетарной ступени.

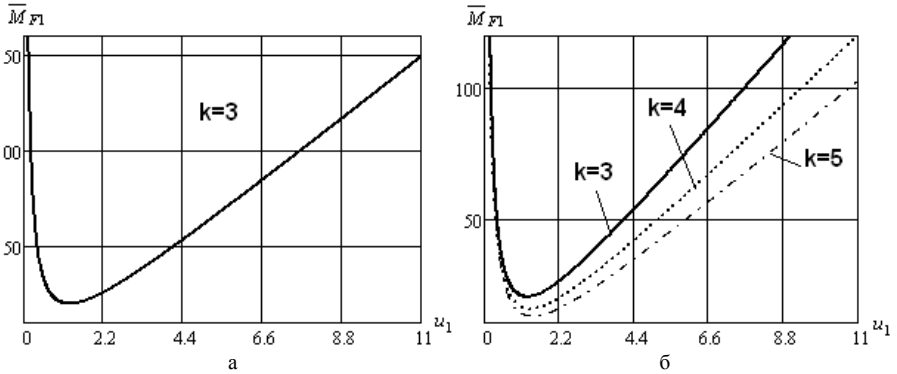


Рисунок 2 – График функции аналога массы \overline{M}_{F1} :

а – общий вид функции; б – при различном числе спутников

Для механизма с двумя ступенями ($n=2$) аналог массы \overline{M}_{F2} определяется по формуле

$$\overline{M}_{F2} = \frac{M_1 + M_2}{C_F} = \frac{z_1}{k_1 U_\Sigma} (A_1 + A_2 B_2). \quad (11)$$

В формуле (11) коэффициенты A_1 , A_2 и B_2 вычисляются, как и в формуле (3). Принимаем условие $B_2=1$, тогда получим

$$\overline{M}_{F2} = \frac{z_1}{k_1 U_\Sigma} (A_1 + A_2). \quad (12)$$

Подобно безразмерной массе \overline{M}_{F1} безразмерная масса (12) тоже является функцией передаточных отношений отдельных ступеней механизма u_1 и u_2 , т.е. $\overline{M}_{F2} = M_{F2}(u_1, u_2)$. Но из двух передаточных отношений только одно есть независимой величиной, а второе определяется из условия обеспечения общего передаточного отношения механизма $U_\Sigma = u_1 u_2$. Поэтому, функция $\overline{M}_{F2}(u_1, u_2)$ есть функция одной независимой величины, например, передаточного отношения u_1 .

Оптимальное распределение передаточных отношений u_{opti} по ступеням механизма определяется решением следующей системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \partial \overline{M}_{F2} / \partial u_1 &= 0; \\ u_2 &= U_\Sigma / u_1. \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

После подстановки второго уравнения в первое, система (13) будет иметь вид

$$(k_1 + n_{M_1}) u_1^4 - (4k_1 + 4k_2 + 8) u_1^2 + 4U_\Sigma k_2 u_1 - (k_2 + n_{M_2}) U_\Sigma^2 = 0. \quad (14)$$

Решение уравнения (14) находим численным способом. Например, если $k_1 = k_2 = 3$, $n_{M_1} = n_{M_2} = 7$ и $U_\Sigma = 40$, то $u_{opt1} = 6,145$ и $u_{opt2} = 6,509$. Вид зависимости $\overline{M}_{F2} = M_{F2}(u_1, u_2) = M_{F2}(u_1, U_\Sigma / u_1)$ показан на рисунке 3,а. Графическое решение уравнения (14) приведено на рисунке 3,б.

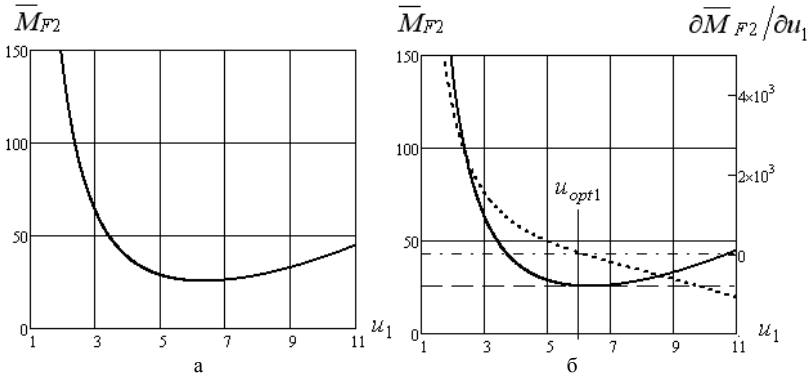


Рисунок 3 – График функции аналога массы \overline{M}_{F2} . Случай, когда $B_2=1$:
а – общий вид функции; б – графическое решение

Соотношение (12) было получено при следующих конструктивных огра-

нечениях $\rho_1 = \rho_4$, $b_1 = b_4$ и $d_1 = d_4$. При этом изгибная прочность зубчатых колес обеспечивается за счет выбора величины $b_1 d_1^2$ из условия (5), в котором надо подставить $u_1 = u_{опл}$ и $U_\Sigma = u_{опл} u_{опл2}$.

Требование $B_2=1$ означает, что должно выполняться следующее условие,

$$\frac{\rho_4 b_4 d_4^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{k_1 (K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS} \Omega_F)_4 (\sigma_{FP})_1 z_4}{k_2 (K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS} \Omega_F)_1 (\sigma_{FP})_4 z_1} u_1 = 1. \quad (15)$$

Здесь учтено, что материалы (плотность ρ) зубчатых колес обеих ступеней выбраны одинаково.

Рассмотрим случай, когда приняты условия $k_1 = k_2 = k$, $n_{M1} = n_{M4} = n_M$, $\Omega_{F1} = \Omega_{F4} = \Omega_F$. Тогда соотношение (15) примет вид

$$\frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} = \frac{(K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS})_4 (\sigma_{FP})_1 z_4}{(K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS})_1 (\sigma_{FP})_4 z_1} u_1 = 1. \quad (16)$$

Итак, соотношения (15)-(16) позволяют конструктору выбрать такие параметры конструкций зубчатых колес обеих ступеней механизма, при которых его масса будет наименьшей для требуемой степени нагруженности зубчатых зацеплений. При этом оптимальные значения передаточных отношений двух ступеней определяются решением системы уравнений (13).

Заметим, что механизм, для которого коэффициент $B_2=1$, считается кинематическим.

Несущая способность двухступенчатого кинематического механизма с передаточным отношением $U_\Sigma = u_{опл} u_{опл2}$ определяется по формуле

$$[T_{вых}]_2^H = \frac{1}{2} \frac{b_1 d_1^2 k_1 (\sigma_{FP})_1 u_{опл} u_{опл2}}{(K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS} \Omega_F)_1 z_1}. \quad (17)$$

В случае, когда коэффициент $B_2 \neq 1$, исследуемый механизм относится к так называемым силовым механизмам. Исследуем для этого случая зависимость (11).

Для начала введем коэффициент разнопрочности зацеплений Π_{2F} при расчете на изгибную прочность

$$\Pi_{2F} = \frac{(K_{F\beta} K_{Fv} \Omega_F Y_{FS})_4 (\sigma_{FP})_1}{(K_{F\beta} K_{Fv} \Omega_F Y_{FS})_1 (\sigma_{FP})_4}. \quad (18)$$

С учетом формулы (18) получим следующее определение коэффициента B_2 ,

$$B_2 = \frac{\rho_4 b_4 d_4^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{\rho_4}{\rho_1} \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot \Pi_{2F} \cdot \frac{z_4}{z_1} \cdot u_1. \quad (19)$$

Приняв условие $\rho_1 = \rho_4 = \rho$, получим следующее значение коэффициента B_2 ,

$$B_2 = \frac{\rho_4 b_4 d_4^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{k_1}{k_2} \cdot \Pi_{2F} \cdot \frac{z_4}{z_1} u_1. \quad (20)$$

Подставив соотношение (19) или (20) в зависимость (11), получим целе-

вую функцию – аналог массы $\overline{M}_{F2}(u_1, u_2)$, минимум которой находится решением системы уравнений типа (13). Решение этой системы уравнений заменяется решением одного уравнения следующего вида

$$2k_2z_1(k_1 + n_{M_1})u_1^3 + 4k_1(z_4\Pi_{2F} - k_2z_1 + z_4k_2\Pi_{2F})u_1^2 - k_1z_4U_\Sigma^2\Pi_{2F}(k_2 + n_{M_2}) = 0. \quad (21)$$

Уравнение (21) решается с применением формулы Кардано. Оно имеет три корня – один действительный и два комплексно сопряженных. Значение действительного корня (положительного) принимают как искомое значение оптимального передаточного отношения первой ступени $u_1 = u_{opt1}$. Оптимальное значение передаточного отношения второй ступени будет равно $u_2 = u_{opt2} = U_\Sigma / u_{opt1}$.

Несущая способность двухступенчатого силового механизма может быть определена двумя способами.

По первому способу – из условия изгибной прочности центрального зубчатого колеса z_1 первой ступени, имеем

$$[T_{вых}]_2^I = \frac{1}{2} \frac{b_1 d_1^2 k_1 (\sigma_{FP})_1 u_1 u_2}{(K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS} \Omega_F)_1 z_1}. \quad (22)$$

По второму способу – из условия изгибной прочности центрального зубчатого колеса z_4 второй ступени, получим

$$[T_{вых}]_2^{II} = \frac{1}{2} \frac{b_4 d_4^2 k_2 (\sigma_{FP})_4 u_2}{(K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS} \Omega_F)_4 z_4}. \quad (23)$$

Определим отношение несущих способностей, вычисленных двумя способами,

$$\frac{[T_{вых}]_2^{II}}{[T_{вых}]_2^I} = \frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} \cdot \frac{\frac{\rho_4}{\rho_1}}{\frac{\rho_4}{\rho_1} \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot \frac{z_4}{z_1} \cdot u_1 \cdot \Pi_{2F}} = B_2 \cdot \frac{1}{B_2} = 1. \quad (24)$$

Таким образом, результат (24) показал то, что и требовалось. Изгибная прочность механизма или его несущая способность может быть обеспечена за счет выбора соответствующих параметров, как первой, так и второй ступеней соответственно.

Полагая материал всех зубчатых колес одинаковым ($\rho_1 = \rho_4 = \rho$), из условия равнопрочности внешних зацеплений ступеней механизма ($\Pi_{2F} = 1$) получим следующую формулу,

$$B_2 = \frac{z_4}{z_1} u_1 = a_2 u_1, \quad (25)$$

где $a_2 = z_4 / z_1$.

С учетом соотношения (25) аналог массы \overline{M}_{F2} двухступенчатого механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ будет определяться по формуле

$$\overline{M}_{F2} = \frac{z_1}{k_1 U_\Sigma} (A_1 + A_2 B_2) = \frac{z_1}{k_1 U_\Sigma} (A_1 + A_2 a_2 u_1). \quad (26)$$

Например, если $k_1 = k_2 = 3$, $n_{M_1} = n_{M_2} = 7$, $z_1 = z_4 = 18$ и $U_\Sigma = 40$, то $u_{opt} = 9,217$

и $u_{opt2}=4,34$. Вид зависимости $\overline{M}_{F2} = \overline{M}_{F2}(u_1, u_2) = M_{F2}(u_1, U_\Sigma/u_1)$ и графическое решение уравнения $\partial \overline{M}_{F2}(u_1, U_\Sigma/u_1) / \partial u_1 = 0$ показаны на рисунке 4.

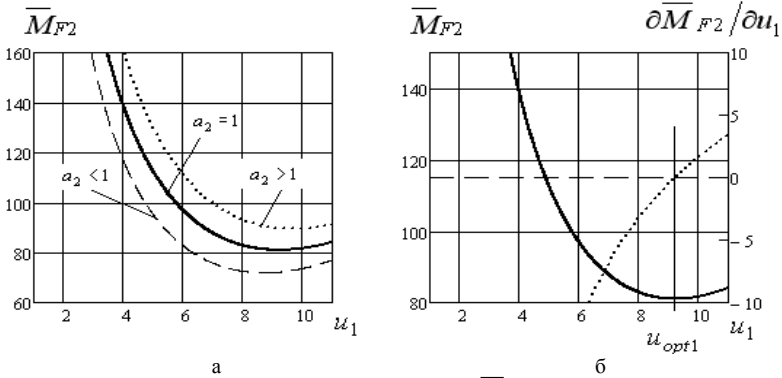


Рисунок 4 – График функции аналога массы \overline{M}_{F2} . Случай, когда $B_2 \neq 1$: а – общий вид функции; б – графическое решение

На основе исследования целевой функции $\overline{M}_{F2}(u_1, u_2)$ двухступенчатого силового механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ можно сделать ряд выводов. Во-первых, наличие минимума целевой функции $\overline{M}_{F2}(u_1, u_2)$ в диапазоне реальных значений передаточного отношения u_1 зависит от значения коэффициента B_2 , который тоже является функцией передаточного отношения первой ступени $B_2(u_1)$. Во-вторых, возможны такие значения коэффициента B_2 , при которых целевая функция $\overline{M}_{F2}(u_1, u_2)$ будет иметь локальный минимум меньший, чем для случая, когда $B_2=1$. В-третьих, значение коэффициента B_2 существенно определяется значением коэффициента разнопрочности зацеплений Π_{2F} , отношением чисел зубьев центральных колес z_4/z_1 и отношением чисел сателлитов ступеней k_1/k_4 .

Для механизма с n ступенями аналог массы \overline{M}_F определяется по формуле (3) или (4). Подобно формуле (19) коэффициент B_i равен

$$B_i = \frac{\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{\rho_{3i-2}}{\rho_1} \cdot \frac{k_1}{k_i} \cdot \Pi_{iF} \cdot \frac{z_{3i-2}}{z_1} \cdot \prod_{k=1}^{k=i-1} u_k. \quad (26)$$

Несущая способность n -ступенчатого силового механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ может быть определена, в общем случае, n способами – из условия изгибной прочности всех n внешних зацеплений $z_{3i-2} - z_{3i-1}$. Для i -го внешнего зацепления ($i = 1, n$) имеем

$$[T_{бвх}]^i = \frac{1}{2} \cdot \frac{b_{3i-2} d_{3i-2}^2 (\sigma_{FP})_{3i-2} k_i}{(K_{F\beta} K_{Fv} \Omega_F Y_{FS})_{3i-2} z_{3i-2}} \cdot \prod_{j=i}^n u_j. \quad (27)$$

Аналогично формуле (24) можно показать следующее соотношение,

$$\frac{[T_{\text{вблх}}]^i}{[T_{\text{вблх}}]^1} = \frac{b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{b_1 d_1^2} \cdot \frac{\rho_{3i-2}}{\rho_1} \cdot \frac{1}{\frac{\rho_{3i-2}}{\rho_1} \cdot \frac{k_1}{k_i} \cdot \frac{z_{3i-2}}{z_1} \cdot \prod_{j=1}^{i-1} u_j} \cdot \prod_{j=1}^{i-1} u_j = B_i \cdot \frac{1}{B_i} = 1. \quad (28)$$

Выше уже отмечалось, что часто в практике конструирования многоступенчатых планетарных механизмов типа $n \times \mathbf{AI}$ применяют подход, при котором конструкции всех ступеней механизма выполняют одинаково. Такой подход означает выполнение следующих условий: $B_i = 1$, $u_1 = u_2 = \dots = u_i = \dots = u_n = \sqrt[n]{U_\Sigma}$. Несущая способность такого механизма оценивается по несущей способности последней ступени механизма. При этом, чем ступень механизма ближе к его первой ступени, тем данная ступень будет больше недогружена по сравнению с последней ступенью. Таким образом, масса такого механизма с точки зрения прочности будет не оптимальной. Это обстоятельство можно показать следующим образом.

Значения вращающего момента T_i и угловой скорости ω_i на входе i -й ступени равны:

$$T_i = \frac{T_{\text{вблх}}}{\prod_{j=i}^n u_j} = T_1 \cdot \prod_{j=1}^i u_j; \quad \omega_i = \frac{\omega_1}{\prod_{j=1}^{i-1} u_j} = \omega_{\text{вблх}} \cdot \prod_{j=i}^n u_j. \quad (29)$$

Отношения значений вращающего момента и угловой скорости, действующих на входе двух соседних ступеней, соответственно равны

$$\frac{T_{i+1}}{T_i} = u_i; \quad \frac{\omega_{i+1}}{\omega_i} = \frac{1}{u_i}. \quad (30)$$

Соотношения (30) показывают, как уменьшается окружная сила на делительном диаметре $(F_{iF})_i$ и увеличивается окружная скорость $(v)_i$ во внешнем зацеплении i -й ступени по сравнению с аналогичными параметрами n -ой ступени механизма. Уменьшение значения окружной силы приводит к уменьшению удельной окружной статической силы $(w)_i = (F_{iF}/b_w)_i$ и увеличению удельной окружной динамической силы $(w_{Fv})_i = (\delta_F g_0 v \sqrt{a_w/u})_i$ и соответственно увеличению динамической добавки $(v)_i = (w_{Fv}/w)_i$. При этом возможен случай, когда значение динамической добавки превышает не только допустимую величину, но и приемлемое (разумное) значение.

Основная сложность при проектировании оптимальных по массе конструкций многоступенчатых планетарных механизмов типа $n \times \mathbf{AI}$, которые рассматриваются как силовые механизмы, связана с заданием значений коэффициентов аналога массы M_F . Трудоемкость решения этой задачи зависит от числа ступеней n проектируемого механизма. Так при $n=2$ имеем самый простой случай – один коэффициент B_2 . При $n=3$ задавать надо уже два коэффициента B_2 и B_3 . В общем случае надо задавать $n-1$ коэффициент B_i . Решение данной задачи можно выполнить методом последовательных приближений параметров конструкций ступеней к их оптимальным значениям. В качестве первого приближения следует выбрать вариант, когда проектируемый механизм рассматривается как кинемати-

ческий механизм. Затем уточняются параметры конструкций последней и первой ступеней. Таким образом, будет получено второе приближение. Далее уточняются параметры промежуточных ступеней. В итоге, будет получено приближение к конструкции механизма, который будет уже рассматриваться как силовой механизм.

Выводы. На основе исследований, выполненных в работах [3-6], разработана методика оценки несущей способности многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$, конструкция которого удовлетворяет критерию минимума массы при изгибной прочности. На примере двухступенчатого механизма показаны оценки его несущей способности с учетом двух вариантов исполнения конструкции – кинематического и силового. Рассмотрена проблема выбора оптимальной по массе конструкции силового механизма. Предложен подход решения этой проблемы.

Список литературы: 1. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 2. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В.А. Ткаченко. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 3. Абрамов В.Т. Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // Авиационно-космическая техника и технология. – Вып.33. – С.202-207. 4. Абрамов В.Т., Гетья А.Н., Матусевич В.А., Шехов А.В. Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – 2009. – Вип.29. – С.45-52. 5. Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т. Равнопрочность зубчатых зацеплений в задаче оптимизации многоступенчатого планетарного механизма AI по критерию массы // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – 2010. – Вип.26. – С.77-85. 6. Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т. Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$ при контактной прочности // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – 2012. – Вип.35. – С.93-102.

Поступила в редколлегию 23.04.2013

УДК 621.833.6

Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$ при изгибной прочности / А.В. Шехов, В.Н. Павленко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.168-176. – Бібліогр.: 6 назв.

Розглянуто методику знаходження здатності до навантаження оптимальної по загальної маси конструкції багатоступінчатого планетарного механізму з урахуванням умов міцності при згині.

Ключові слова: планетарний механізм, здатність до навантаження, міцність при згині.

The method of finding of the loading ability of the mass optimal structure planetary transmission from conditions of flexural strength is considered.

Keywords: planetary transmission, loading ability, flexural strength.

С.В. ШИЛЬКО, к.т.н., доц., заведующий лабораторией ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси, Гомель;

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н., доц., главный научный сотрудник ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси;

Е.М. ПЕТРОКОВЕЦ, научный сотрудник ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ПУАССОНА МАТЕРИАЛА НА ДЕФОРМАТИВНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

С использованием конечноэлементной аппроксимации анализируется напряженно-деформированное состояние прямозубого цилиндрического зубчатого колеса из низкомолекулярного композиционного материала в различных фазах зацепления с металлической шестерней. В частности, сопоставлены значения упругих перемещений зуба и коэффициента перекрытия при контактировании в полюсной зоне и вершине зуба. Установлена нелинейная зависимость соотношения изгибной и контактной жесткости зуба от коэффициента Пуассона ν и показано существенное увеличение жесткости в области отрицательных значений ν , характерных для ауксетичных материалов.

Ключевые слова: зубчатые передачи, контактная и изгибная жесткость, коэффициент перекрытия, полимерные композиты, коэффициент Пуассона, ауксетики, метод конечных элементов.

Введение. Демпфирующие характеристики полимерных зубчатых колес во многом обусловлены низким, в пределах ЮГПа, модулем упругости используемых в передачах конструкционных пластиков (текстолита, угле- и стеклонаполненных полиамидов и т.д.), что способствует снижению динамических усилий. Однако характерная для полимерных зубчатых колес повышенная изгибная и контактная податливость зубьев является источником кинематической погрешности передачи. При проектировании композитных зубчатых колес, в отличие от металлических (упругие характеристики которых могут регулироваться геометрической коррекцией либо термообработкой в относительно узком интервале значений), следует использовать широкие возможности оптимизации деформационных характеристик композитных колес путем изменения структуры материала, например, содержания армирующего наполнителя при неизменной геометрии зубьев.

Так, методы композиционного материаловедения позволяют получить материалы с аномально низкими (отрицательными) значениями коэффициента Пуассона $\nu < 0$, называемые ауксетиками [1]. Эти материалы демонстрируют значительное сопротивление сдвиговым деформациям, что может быть использовано для повышения формостабильности зубчатых колес при передаче нагрузки.

Цель настоящей работы – установление зависимостей изгибной и контактной жесткости зуба от коэффициента Пуассона в теоретически допустимом интервале значений данного параметра для изотропного материала.

Метод и результаты исследования. Для анализа напряженно-деформированного состояния цилиндрической металлополимерной зубчатой передачи с модулем зацепления $m=3$, мм в предположении ее плоского деформированного состояния, рассматривали сопряжение фрагмента (одиночного зуба) полимерного колеса и жесткого кругового цилиндра эквивалентного радиуса $R=2,3$ мм, моделирующего металлическую шестерню. К цилиндру прикладывалось усилие $F=10$ Н/см по нормали к эвольвентному профилю зуба с координатами, приведенными в работах [2, 3].

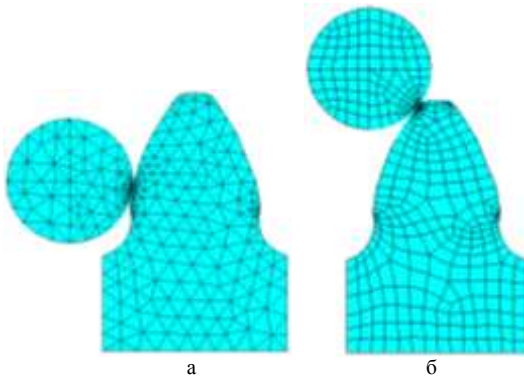


Рисунок 1 – Конечноэлементное моделирование зубчатого зацепления при контактировании:
а – в полосу зацепления; б – на вершине зуба

Дискретизация сопряженных тел при конечноэлементном решении контактной задачи для двух моментов зацепления показана на рисунке 1.

Данные для расчета включали также коэффициент трения $f=0,3$ и модуль Юнга материала колеса $E=3,8\text{ГПа}$. Коэффициент Пуассона ν варьировался в теоретически допустимом для изотропного материала интервале значений $[0,5 \dots -1]$.

Можно заметить, что изменение знака коэффициента Пуассона влияет на распределение перемещений u_x и u_y (рисунки

2, 3). С целью выделения компонент контактной и изгибной жесткости зуба, расчет выполнялся для двух вариантов его закрепления. При закреплении нижнего края, перемещения u_x и u_y определялись в полной мере контактными и изгибными деформациями (рисунок 2, 3в). Дополнительным закреплением указанного фрагмента по правому боковому контуру зуба минимизировался фактор изгиба; в этом случае перемещения были обусловлены практически только контактными деформациями (рисунок 2, 3г).

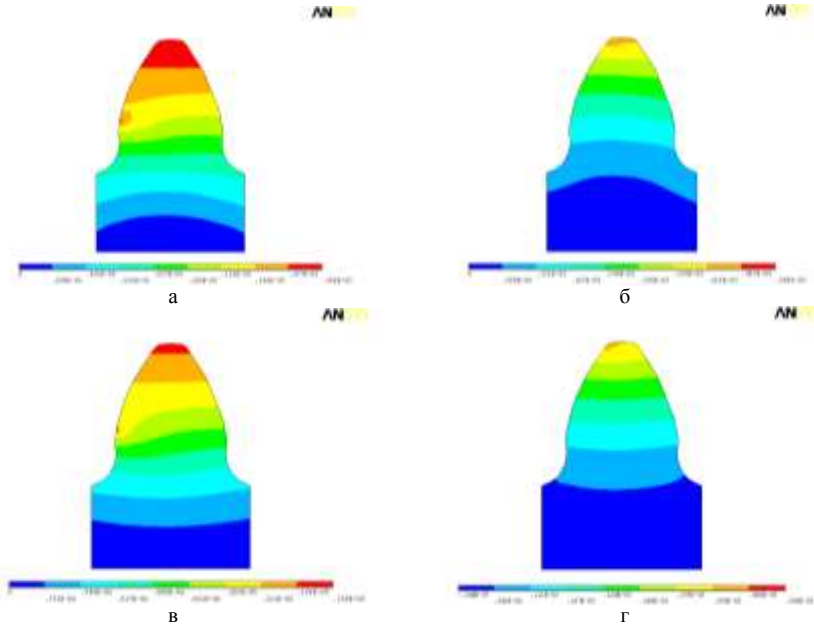


Рисунок 2 – Поле перемещений u_x :

контактирование в полосу зацепления, а, на вершине зуба, б, при коэффициенте Пуассона $\nu=0,4$; контактирование в полосу зацепления, в, на вершине зуба, г, для коэффициента Пуассона $\nu=-0,4$

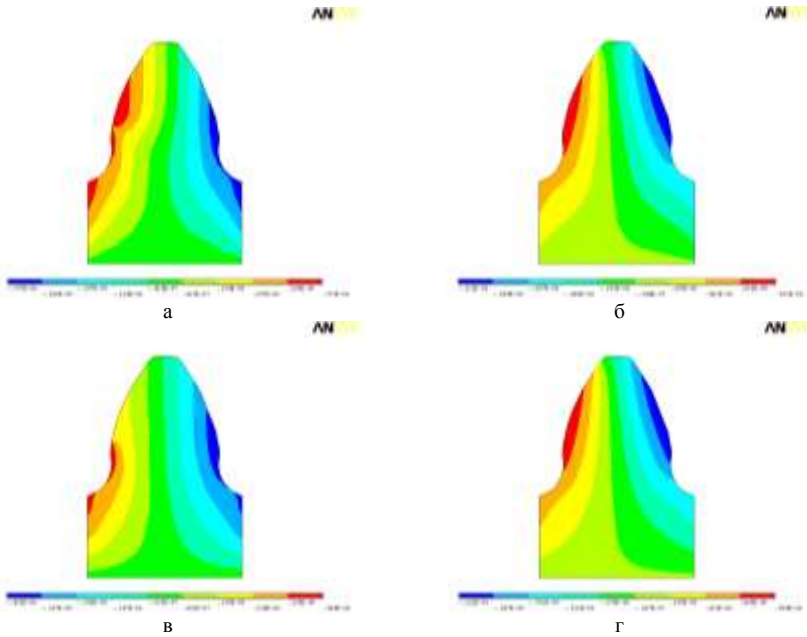


Рисунок 3 – Поле перемещений u_y :

контактирование в полюсе зацепления, а, на вершине зуба, б, при коэффициенте Пуассона $\nu=0,4$; контактирование в полюсе зацепления, в, на вершине зуба, г, для коэффициента Пуассона $\nu=-0,4$

В таблице приведены максимальные значения вышеуказанных компонент перемещений, а также их отношение Δ для контакта в зоне полюса и вершины при варьировании коэффициента Пуассона.

Таблица – Соотношение контактной и изгибной жесткости зуба в зависимости от способа его закрепления и коэффициента Пуассона ν (закрепление по правому боковому контуру зуба отмечено знаком *)

Параметр НДС	Зона контакта								
	Полюс зацепления			Вершина зуба					
ν	0,4	-0,4	-0,9	0,4	0,4*	-0,4	-0,4*	-0,9	-0,9*
u_x , мкм	1,9	1,6	0,33	5,48	1,25	5,06	1,26	1,11	0,29
u_y , мкм	0,37	0,42	0,095	0,84	-0,99	0,90	-1,01	0,20	-0,23

Уменьшение изгибных (в большей мере) и контактных перемещений по мере снижения коэффициента Пуассона (в особенности, при значениях $\nu < -0,4$) свидетельствует о существенном увеличении жесткости зуба (рисунки 4, 5).

На практике важна оценка влияния податливости зубьев на коэффициент перекрытия передачи (впервые этот вопрос изучался в работе [4] при решении задачи о распределении нагрузки между одновременно зацепляющимися зубьями).

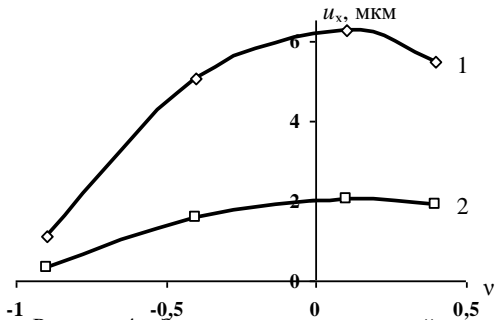


Рисунок 4 – Зависимость перемещений по оси x от коэффициента Пуассона ν : 1 – вершина зуба; 2 – полюс зацепления

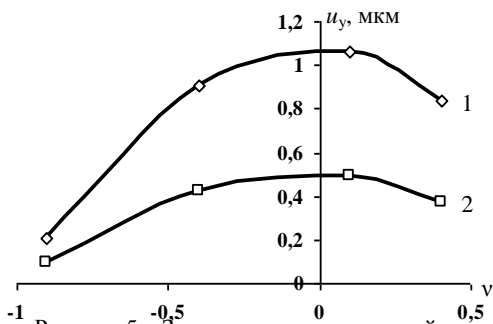


Рисунок 5 – Зависимость перемещений по оси у от коэффициента Пуассона ν : 1 – вершина зуба; 2 – полюс зацепления

Фактический (реальный) коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_{\alpha r}$, определяемый с учетом упругих перемещений зубьев,

$$\varepsilon_{\alpha r} = \varepsilon_{\alpha} + \Delta\varepsilon_{\alpha} \quad (1)$$

состоит из теоретического коэффициента перекрытия ε_{α} , реализуемого в случае абсолютно жестких зубьев, и приращения коэффициента перекрытия $\Delta\varepsilon_{\alpha}$, обусловленного упругими перемещениями [5, 6]:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1}{2\pi} \varphi_1; \quad (2) \quad \Delta\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1}{2\pi} (\varphi_1' + \varphi_2''), \quad (3)$$

где φ_1 – угол перекрытия на шестерне без учета влияния перемещений; φ_1' – дополнительный угол перекрытия на шестерне при входе в зацепление; φ_1'' – то же при выходе из зацепления.

В работе [5] даны приближенные выражения для определения дополнительных углов перекрытия:

$$\varphi_1' = \sqrt{2\delta_{v2} / \rho_{a1}(1 + \rho_{a1} / \rho_{p2})}; \quad \varphi_2' = \sqrt{2\delta_{u2} / \rho_{a2}(1 + \rho_{a2} / \rho_{p1})} - \delta_{u2} / r_{b1}, \quad (4)$$

где δ_{v2} , δ_{u2} – перемещения зубьев в точках ν_2 и u_2 ; $\rho_{a1(2)}$, $\rho_{p1(2)}$ – радиусы кривизны зубьев в точках $a_{1(2)}$, $p_{1(2)}$. Для нашего случая при $u=1$ имеем:

$$\varphi_1' = \sqrt{2\delta_v / \rho_a(1 + \rho_a / \rho_p)}; \quad \varphi_2' = \sqrt{2\delta_u / \rho_a(1 + \rho_a / \rho_p)} - \delta_u / r_b, \quad (5)$$

где ρ_a и ρ_p – радиусы кривизны профиля в точках начала (на вершине зуба) и конца (на ножке зуба) активной линии зацепления соответственно; δ_u и δ_v – перемещения зуба соответственно в точках начала (u) и конца (ν) зоны однопарного зацепления.

На рисунке 6 показано приращение коэффициента перекрытия $\Delta\varepsilon_{\alpha}$, найденное по формулам (3) и (5); его изменение при уменьшении коэффициента Пуассона аналогично зависимостям перемещений $u_x(\nu)$ и $u_y(\nu)$ (рисунки 4, 5), рассчитанным методом конечных элементов.

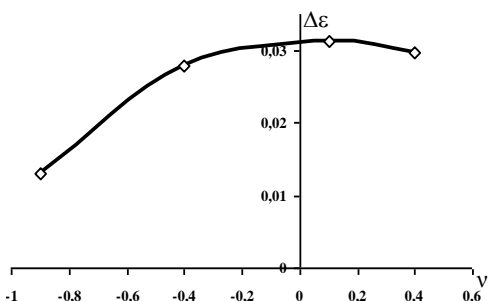


Рисунок 6 – Зависимость приращения коэффициента перекрытия от коэффициента Пуассона

Заключение. На примере прямоугольного цилиндрического зубчатого колеса показана возможность регулирования в широких пределах контактной и изгибной жесткости зубьев путем изменения коэффициента Пуассона материала. Для нагружения зуба в двух различных зонах зацепления (полюсной зоне и вершине) установлены нелинейные зависимости соотношения изгибной и контактной жесткости зубьев при варьировании коэффициента Пуассона. Установлена нелинейная зависимость указанного соотношения от коэффициента Пуассона и показано суще-

ственное увеличение изгибной и контактной жесткости зуба с уменьшением коэффициента Пуассона в области его отрицательных значений, в особенности, при $\nu < 0,4$.

Список литературы: 1. Плескачевский Ю.М., Шилько С.В. Ауксетики: модели и приложения // Весті Акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2003. – №4 – С.26-36. 2. Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В., Шилько С.В. и др. Элементы привода приборов. Расчет, конструирование, технологии / Под общ. ред. Ю.М. Плескачевского. – Минск: Белорусская наука, 2012. – 784с. 3. Шилько С.В., Старжинский В.Е., Петроковец Е.М., Черноус Д.А. Двухуровневый метод расчета на прочность и деформативность зубчатых колес из дисперсно-армированных композитов // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ": Збірник наукових праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – №35. – С.173-178. 4. Андожский В.Д. Упругие деформации зубьев цилиндрических колес // В кн.: Зубчатые зацепления / Под ред. Х.Ф. Кетова. – М.-Л.: Машгиз, 1947. – С.149-215. 5. Шандалов К.С. Влияние податливости зубьев на коэффициент перекрытия передачи // В кн.: Зубчатые и червячные передачи / Под ред. Н.И. Колчина. – Л.: Машиностроение, 1968. – С.90-101. 6. Muller R. Maschinenteile aus Kunststoff. – Ausbau, 1972. – №8. – S.491-501.

Поступила в редколлегию 08.04.2013

УДК 539.3: 621.897

Анализ влияния коэффициента пуассона материала на деформативность зубчатых колес / С.В. Шилько, В.Е. Старжинский, Е.М. Петроковец // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.177-181. – Бібліогр.: 6 назв.

З використанням скінченноелементної апроксимації аналізується напружено-деформований стан прямозубого циліндричного зубчастого колеса з низькомодульного композиційного матеріалу в різних фазах зачеплення з металевим шестернею. Зокрема, зіставлені значення пружних переміщень зуба і коефіцієнта перекриття при контактуванні в полюсній зоні і вершині зуба. Встановлена нелінійна залежність співвідношення згинальної і контактною жорсткості зуба від коефіцієнта Пуассона ν і показано істотне збільшення жорсткості у області негативних значень ν , характерних для ауксетичних матеріалів.

Ключові слова: зубчасті передачі, контактна і згина жорсткість, коефіцієнт перекриття, полімерні композити, коефіцієнт Пуассона, ауксетики, метод кінцевих елементів.

Stress-strain state of straight spur gear made of low modular composite in different phases of meshing with metal pinion is analyzed by finite-element approximation. Particularly, values of tooth elastic displacements and contact ratio at contact in the pole zone and tooth top were compared. The nonlinear dependences of a ratio between contact and bending stiffness on Poisson's ratio ν were established. Significant increase of the stiffness was shown in the area of negative value ν being typical for auxetic materials.

Keywords: gears, contact and bending stiffness, contact ratio, polymeric composites, Poisson's ratio, auxetics, finite element method.

УДК 621.833

В.П. ШИШОВ, д.т.н., профессор каф. машиноведения
ВНУ им. В. Даля, Луганск;

П.Н. ТКАЧ, к.т.н., доцент каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля;

Е.Ю. ЧАЛАЯ, ассистент каф. прикладной математики ВНУ им. В. Даля;

Т.Е. ЖУРАВЛЕВА, аспирант каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ СИНТЕЗА ГЕОМЕТРИИ АРОЧНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ СМЕШАННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В статье приведены основные геометро-кинематические критерии для оценки качества арочного зацепления, зубья колес которого образованы несимметричным исходным контуром. Получены дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубчатых передач смешанного зацепления по указанным геометро-кинематическим критериям работоспособности для головки и ножки зуба.

© В.П. Шишов, П.М. Ткач, О.Ю. Чала, Т.Е. Журавлева, 2013

Ключевые слова: арочная зубчатая передача, синтез геометрии зуба, критерии работоспособности, смешанное зацепление.

Актуальность задачи. Основой высокой работоспособности, надежности, долговечности и экономичности любого редуктора является высокая надежность и работоспособность входящих в него зубчатых передач. Поэтому, конструирование, изучение и производство передач с качественно новыми конструктивными и технологическими свойствами является актуальной задачей, неразрывно связанной с проблемой многокритериальной оптимизации машиностроительных конструкций [1].

Анализ литературы. Целесообразным и экономически оправданным путем совершенствования технического уровня зубчатых передач, в том числе и с арочной формой зубьев, является синтез по критериям их работоспособности [2]. Рациональный выбор исходного контура позволяет наиболее полно использовать преимущества арочного зацепления.

При исследовании зубчатых зацеплений, в том числе для синтеза геометрии их зубьев, возникает необходимость решения ряда задач, связанных с определением качества зацепления. Эксплуатационные качества должны быть спрогнозированы уже на стадии проектирования. Поэтому необходимы расчетные критерии, связывающие конкретную эксплуатационную характеристику передачи с геометрией контактирующих поверхностей. Такие критерии получены и глубоко исследованы для зубчатых прямозубых и косозубых передач с линейчатым и точечным контактом [3, 4]. Для передач с арочными зубьями с обобщенной геометрией эти критерии исследованы в работах [5, 6]. Разработанные методы синтеза передач основаны на отыскании производящей поверхности и сводятся к решению дифференциальных уравнений, описывающих геометро-кинематические характеристики зубчатого зацепления через параметры производящей поверхности [4-6]. Однако в указанных работах не рассмотрены арочные передачи смешанного зацепления [7], которое не имеет присущих вневолосным зацеплениям кинематических и технологических ограничений. Благодаря этому такое зацепление характеризуется широкой сферой возможного применения. Для обобщения результатов, полученных в работе [5], будем рассматривать выпуклую и вогнутую стороны зубьев и шестерни и колеса.

Цель статьи. Получить и проанализировать дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубчатых передач смешанного зацепления по заданным геометро-кинематическим критериям.

Материалы исследований. Одним из важнейших геометрических параметров является профиль обобщенного исходного контура. Его можно представить в параметрическом виде соответственно для головки и ножки

$$\begin{cases} x_p = f_1(\lambda); & \begin{cases} x_p = \Phi_1(\lambda); \\ y_p = \Phi_2(\lambda). \end{cases} \\ y_p = f_2(\lambda); \end{cases} \quad (1)$$

Здесь f_1, f_2 и Φ_1, Φ_2 произвольные, необходимое число раз дифференцируемые функции для головки и ножки соответственно, λ – параметр.

Уравнения поверхностей зацепления арочных зубьев в неподвижной системе координат имеет вид для головки и ножки соответственно

$$\begin{cases} x = f_1; \\ y = \mp \Omega_{1f} \cos \beta; \\ z = z_0 \mp f_2 \sin \beta, \end{cases} \quad \begin{cases} x = \Phi_1; \\ y = \mp \Omega_{1\phi} \cos \beta; \\ z = z_0 \mp \Phi_2 \sin \beta. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь $y_0(\mu)$, $z_0(\mu)$ – произвольные, необходимое число раз дифференцируемые функции, μ – параметр; $\Omega_{1f} = \frac{f_1 f_1'}{f_2'}$, $\Omega_{1\phi} = \frac{\Phi_1 \Phi_1'}{\Phi_2'}$.

Верхний знак соответствует выпуклой стороне зуба, нижний – вогнутой стороне.

Уравнения зацепления для шестерни ($i=1$) и колеса ($i=2$) для головки и ножки соответственно являются дополнительным условием связи основных параметров зацепления

$$\frac{f_2'}{n_f} (\pm \Omega_{2f} \cos \beta \pm y_0 \mp R_i \varphi_i) = 0; \quad \frac{\Phi_2'}{n_\phi} (\pm \Omega_{2\phi} \cos \beta \pm y_0 \mp R_i \varphi_i) = 0. \quad (3)$$

Для качественной оценки работоспособности передач зацеплением обычно используются следующие геометро-кинематические критерии: скорость скольжения рабочих поверхностей, скорости перемещения точек контакта на зубьях шестерни и колеса, суммарная скорость перемещения точек контакта, коэффициенты удельных скольжений, угол между вектором относительной скорости и направлением линии контакта, приведенная кривизна поверхностей зубьев.

Для поверхностей зубьев, образованных исходным контуром (1), эти критерии с учетом (2) и (3) имеют вид (для головки и ножки соответственно):

– *скорость скольжения рабочих поверхностей*

$$V_{ск} = \left(1 + \frac{1}{u}\right) f_1 \sqrt{\left(\frac{f_1'}{f_2'}\right)^2 \cos^2 \beta + 1}; \quad V_{ск} = \left(1 + \frac{1}{u}\right) \Phi_1 \sqrt{\left(\frac{\Phi_1'}{\Phi_2'}\right)^2 \cos^2 \beta + 1}, \quad (4)$$

– *скорости перемещения точек контакта в направлении, перпендикулярном линии мгновенного контакта на зубьях шестерни ($i=1$) и колеса ($i=2$)*

$$V_i = \frac{\omega_1 n_f}{\tau_f} \left(R_i \pm \frac{f_1}{f_2'} \Delta_f\right); \quad V_i = \frac{\omega_1 n_\phi}{\tau_\phi} \left(R_i \pm \frac{\Phi_1}{\Phi_2'} \Delta_\phi\right), \quad (5)$$

где имеют место следующие обозначения (для головки и ножки соответственно): $K_{nf} = \frac{K}{1 \pm f_2 K}$, $K_{n\phi} = \frac{K}{1 \pm \Phi_2 K}$ – кривизна эквидистантной кривой

на головке и ножке; $n_f = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}$, $n_\phi = \sqrt{(\Phi_1')^2 + (\Phi_2')^2}$, кроме того

$$\begin{aligned} \tau_f &= \sqrt{n_f^2 \sin^2 \beta (1 + \Omega_{1f} K_{nf})^2 + (\Omega_{2f}')^2 \cos^2 \beta}, \\ \tau_\phi &= \sqrt{n_\phi^2 \sin^2 \beta (1 + \Omega_{1\phi} K_{n\phi})^2 + (\Omega_{2\phi}')^2 \cos^2 \beta}. \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned}\Delta_f &= \Omega'_{2f} \cos^2 \beta + f'_2 (1 + \Omega_{1f} K_{nf}) \sin^2 \beta, \\ \Delta_\phi &= \Omega'_{2\phi} \cos^2 \beta + \Phi'_2 (1 + \Omega_{1\phi} K_{n\phi}) \sin^2 \beta.\end{aligned}\quad (7)$$

- суммарная скорость перемещения точек контакта в направлении, перпендикулярном линии мгновенного контакта

$$V_\Sigma = \frac{\omega_1 n_f}{\tau_f} \left[2R_1 \pm \frac{f_1}{f'_2} \Delta_f \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right], \quad V_\Sigma = \frac{\omega_1 n_\phi}{\tau_\phi} \left[2R_1 \pm \frac{\Phi_1}{\Phi'_2} \Delta_\phi \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right]. \quad (8)$$

- коэффициенты удельных скольжений

$$\eta_{if} = \pm \frac{\left(1 + \frac{1}{u} \right) f_1 \Delta_f}{R_1 f'_2 \pm f_1 \Delta_f}, \quad \eta_{i\phi} = \pm \frac{\left(1 + \frac{1}{u} \right) \Phi_1 \Delta_\phi}{R_1 \Phi'_2 \pm \Phi_1 \Delta_\phi} \quad (9)$$

- угол между относительной скоростью и направлением линии контакта

$$v_f = \arctg \frac{n_f \Delta_f}{\Delta_{1f} \sin \beta \cos \beta}, \quad v_\phi = \arctg \frac{n_\phi \Delta_\phi}{\Delta_{1\phi} \sin \beta \cos \beta}, \quad (10)$$

где для головки и ножки соответственно введены следующие обозначения:

$$\Delta_{1f} = f'_2 \Omega'_{2f} - n_f^2 (1 + \Omega_{1f} K_{nf}), \quad \Delta_{1\phi} = \Phi'_2 \Omega'_{2\phi} - n_\phi^2 (1 + \Omega_{1\phi} K_{n\phi}). \quad (11)$$

- приведенная кривизна поверхностей зубьев в направлении, перпендикулярном линии контакта

$$\begin{aligned}\chi_{np} &= \frac{f'_2 \tau_f^2}{n_f^3} \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{\left(R_2 - \frac{f_1 \Delta_\phi}{f'_2} \right) \left(R_1 + \frac{f_1 \Delta_f}{f'_2} \right)}, \\ \chi_{np} &= \frac{\Phi'_2 \tau_\phi^2}{n_\phi^3} \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{\left(R_2 - \frac{\Phi_1 \Delta_\phi}{\Phi'_2} \right) \left(R_1 + \frac{\Phi_1 \Delta_\phi}{\Phi'_2} \right)}.\end{aligned}\quad (12)$$

При синтезе будем учитывать, что функции $y_0(\mu)$ и $z_0(\mu)$, определяющие продольную форму зубьев, заданы, а неизвестными являются функции $f_1(\lambda)$, $f_2(\lambda)$ для головки и $\Phi_1(\lambda)$, $\Phi_2(\lambda)$ для ножки зуба, приведенные в (1). Тогда рассмотренные выше формулы геометро-кинематических критериев являются дифференциальными уравнениями, которые можно использовать для определения геометрии исходного контура режущего инструмента для нарезания арочных зубьев. Применительно к арочным зубьям такие уравнения получены в работе [8].

Получим дифференциальные уравнения, позволяющие осуществлять синтез геометрии исходного контура инструмента для нарезания арочных зубьев смешанного зацепления по приведенным выше геометро-кинематическим критериям работоспособности (4-12). Полагая, что для головки исходного контура $f_2 = f_2(f_1)$, а также для ножки $\Phi_2 = \Phi_2(\Phi_1)$, имеем:

$$f'_1 = 1; \quad f''_1 = 0; \quad \Phi'_1 = 1; \quad \Phi''_1 = 0. \quad (13)$$

1. Дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубьев по заданной относительной скорости.

В качестве исходной зависимости используем формулу (4). Пусть задана скорость скольжения в торцовом сечении $z = \text{const}$. Из уравнения (2) определим значение u для заданного z . Учтя условия (13), преобразуем формулу (4) к виду дифференциального уравнения относительно f_2' для головки и Φ_2' для ножки

$$f_2' = \pm \frac{\omega_1 \left(1 + \frac{1}{u}\right) f_1 \cos \beta}{\sqrt{V_{ск}^2 - \omega_1^2 \left(1 + \frac{1}{u}\right)^2 f_1^2}}, \quad \Phi_2' = \pm \frac{\omega_1 \left(1 + \frac{1}{u}\right) \Phi_1 \cos \beta}{\sqrt{V_{ск}^2 - \omega_1^2 \left(1 + \frac{1}{u}\right)^2 \Phi_1^2}}. \quad (14)$$

Значение $V_{ск}$ нужно задавать так, чтобы выполнялись ограничения для головки и ножки соответственно,

$$V_{ск}^2 - \omega_1^2 \left(1 + \frac{1}{u}\right)^2 f_1^2 > 0; \quad V_{ск}^2 - \omega_1^2 \left(1 + \frac{1}{u}\right)^2 \Phi_1^2 > 0.$$

2. Дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубьев по заданным скоростям качения.

Для получения требуемых дифференциальных уравнений используем соотношения скоростей движения точки контакта по поверхности нарезаемого колеса (5). Верхний знак берется для шестерни, нижний – для колеса.

Преобразуем формулу (5) к виду дифференциального уравнения, используя формулы (6), (7), а также вводя следующие обозначения: I – для головки, II – для ножки

$$a_{vi} = \begin{cases} I \left\{ f_1 (1 + \Omega_{1f} K_{nf}) \sin^2 \beta, \right. \\ \left. II \left\{ \Phi_1 (1 + \Omega_{1\phi} K_{n\phi}) \sin^2 \beta. \right. \end{cases} \quad b_{vi} = \begin{cases} I \left\{ n_f^2 (1 + \Omega_{1f} K_{nf})^2 \sin^2 \beta, \right. \\ \left. II \left\{ n_\phi^2 (1 + \Omega_{1\phi} K_{n\phi})^2 \sin^2 \beta \right. \end{cases} \quad c_{vi} = \begin{cases} I \left\{ f_1 \cos^2 \beta / f_2', \right. \\ \left. II \left\{ \Phi_1 \cos^2 \beta / \Phi_2'. \right. \end{cases}$$

В результате преобразований получим квадратные уравнения относительно Ω'_{2f} и соответственно для $\Omega'_{2\phi}$:

$$A_{viI} (\Omega'_{2f})^2 + B_{viI} \Omega_{2f} + C_{viI} = 0; \quad A_{viII} (\Omega'_{2\phi})^2 + B_{viII} \Omega_{2\phi} + C_{viII} = 0,$$

коэффициенты которых определяются из соотношений:

$$A_{viI} = \frac{V_i^2}{\omega_1^2 n_f^2} \cos^2 \beta - c_{viI}^2; \quad A_{viII} = \frac{V_i^2}{\omega_1^2 n_\phi^2} \cos^2 \beta - c_{viII}^2; \\ B_{viI} = \mp 2R_i c_{viI} - 2c_{viI} a_{viI}; \quad B_{viII} = \mp 2R_i c_{viII} - 2c_{viII} a_{viII}; \\ C_{viI} = \frac{V_i^2}{\omega_1^2 n_f^2} b_{viI} - (R_i \pm a_{viI})^2; \quad C_{viII} = \frac{V_i^2}{\omega_1^2 n_\phi^2} b_{viII} - (R_i \pm a_{viII})^2.$$

Действительные значения Ω'_{2f} и $\Omega'_{2\phi}$ получаются при условиях $B_{viI}^2 - 4A_{viI}C_{viI} \geq 0$ и $B_{viII}^2 - 4A_{viII}C_{viII} \geq 0$ для головки (индекс I) и ножки зуба (индекс II) соответственно,

$$\Omega'_{2f} = \frac{-B_{ViI} \pm \sqrt{B_{ViI}^2 - 4A_{ViI}C_{ViI}}}{2A_{ViI}}; \quad \Omega'_{2\phi} = \frac{-B_{ViII} \pm \sqrt{B_{ViII}^2 - 4A_{ViII}C_{ViII}}}{2A_{ViII}}. \quad (15)$$

Учитывая, что $\Omega'_{2f} = (\Omega_{1f} + f_2)'$, а $\Omega'_{2\phi} = (\Omega_{1\phi} + \Phi_2)'$, получим:

$$\Omega'_{2f} = \frac{(f_1'^2 + f_1 f_1'') f_2' - f_1 f_1' f_2''}{f_1'^2} + f_2', \quad \Omega'_{2\phi} = \frac{(\Phi_1'^2 + \Phi_1 \Phi_1'') \Phi_2' - \Phi_1 \Phi_1' \Phi_2''}{\Phi_1'^2} + \Phi_2'. \quad (16)$$

Выражая из равенств (16) вторую производную f_2'' или Φ_2'' , с учетом (15), имеем для головки и ножки соответственно:

$$f_2'' = \frac{f_2'^2}{f_1 f_1'} \left[\frac{f_1'^2 + f_1 f_1''}{f_2'} + f_2' - \left(\frac{-B_{ViI} \pm \sqrt{B_{ViI}^2 - 4A_{ViI}C_{ViI}}}{2A_{ViI}} \right) \right], \quad (17)$$

$$\Phi_2'' = \frac{\Phi_2'^2}{\Phi_1 \Phi_1'} \left[\frac{\Phi_1'^2 + \Phi_1 \Phi_1''}{\Phi_2'} + \Phi_2' - \left(\frac{-B_{ViII} \pm \sqrt{B_{ViII}^2 - 4A_{ViII}C_{ViII}}}{2A_{ViII}} \right) \right].$$

Если считать, что f_1 – аргумент, а $f_2 = f_2(f_1)$, то принимая во внимание условия (13), полученные зависимости упрощаются к виду:

$$\Omega'_{2f} = \frac{f_2' - f_1 f_2''}{f_1'^2} + f_2'; \quad \Omega'_{2\phi} = \frac{\Phi_2' - \Phi_1 \Phi_2''}{\Phi_1'^2} + \Phi_2', \quad (18)$$

$$f_2'' = \frac{f_2'^2}{f_1} \left[2f_2' - \left(\frac{-B_{ViI} \pm \sqrt{B_{ViI}^2 - 4A_{ViI}C_{ViI}}}{2A_{ViI}} \right) \right], \quad (19)$$

$$\Phi_2'' = \frac{\Phi_2'^2}{\Phi_1} \left[2\Phi_2' - \left(\frac{-B_{ViII} \pm \sqrt{B_{ViII}^2 - 4A_{ViII}C_{ViII}}}{2A_{ViII}} \right) \right].$$

3. Дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубьев по заданной суммарной скорости качения.

В качестве исходного используем соотношение (8). Учитывая формулы (6), (7), введенные выше обозначения, преобразуем формулы (8) к виду дифференциальных уравнений относительно Ω'_{2f} для головки и $\Omega'_{2\phi}$ – для ножки зуба. При этом вводятся новые обозначения:

$$a_{V\Sigma I} = f_1 \left(1 + \Omega_{1f} K_{nf} \right) \sin^2 \beta \left(1 - \frac{1}{u} \right); \quad a_{V\Sigma II} = \Phi_1 \left(1 + \Omega_{1\phi} K_{n\phi} \right) \sin^2 \beta \left(1 - \frac{1}{u} \right);$$

$$c_{V\Sigma I} = \frac{f_1}{f_2'} \cos^2 \beta \left(1 - \frac{1}{u} \right); \quad c_{V\Sigma II} = \frac{\Phi_1}{\Phi_2'} \cos^2 \beta \left(1 - \frac{1}{u} \right).$$

Имеем квадратные уравнения для головки (индекс I) и ножки (индекс II):

$$A_{V\Sigma I} (\Omega'_{2f})^2 + B_{V\Sigma I} \Omega_{2f} + C_{V\Sigma I} = 0; \quad A_{V\Sigma II} (\Omega'_{2\phi})^2 + B_{V\Sigma II} \Omega_{2\phi} + C_{V\Sigma II} = 0,$$

коэффициенты которых определяются из соответствующих соотношений:

$$\begin{aligned} A_{V\Sigma I} &= \frac{V_{\Sigma}^2}{\omega_1^2 n_f^2} \cos^2 \beta - c_{V\Sigma I}^2; & A_{V\Sigma II} &= \frac{V_{\Sigma}^2}{\omega_1^2 n_{\phi}^2} \cos^2 \beta - c_{V\Sigma II}^2; \\ B_{V\Sigma I} &= \mp 4R_1 c_{V\Sigma I} - 2c_{V\Sigma I} a_{V\Sigma I}; & B_{V\Sigma II} &= \mp 4R_1 c_{V\Sigma II} - 2c_{V\Sigma II} a_{V\Sigma II}; \\ C_{V\Sigma I} &= \frac{V_{\Sigma}^2}{\omega_1^2 n_f^2} b_{ViI} - (2R_1 \pm a_{V\Sigma I})^2; & C_{V\Sigma II} &= \frac{V_{\Sigma}^2}{\omega_1^2 n_{\phi}^2} b_{ViII} - (2R_1 \pm a_{V\Sigma II})^2. \end{aligned}$$

Рассуждая аналогично, получим действительные значения Ω'_{2f} и $\Omega'_{2\phi}$:

$$\Omega'_{2f} = \frac{-B_{V\Sigma I} \pm \sqrt{B_{V\Sigma I}^2 - 4A_{V\Sigma I}C_{V\Sigma I}}}{2A_{V\Sigma I}}; \quad \Omega'_{2\phi} = \frac{-B_{V\Sigma II} \pm \sqrt{B_{V\Sigma II}^2 - 4A_{V\Sigma II}C_{V\Sigma II}}}{2A_{V\Sigma II}}$$

и уравнения, аналогичные (17), (18) и (19).

4. Дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубьев по заданной приведенной кривизне.

За основу возьмем формулы (12), преобразуя которые к виду дифференциальных уравнений, получим квадратные уравнения относительно Ω'_{2f} и $\Omega'_{2\phi}$ соответственно для головки (индекс I) и ножки (индекс II):

$$A_{\chi I} (\Omega'_{2f})^2 + B_{\chi I} \Omega_{2f} + C_{\chi I} = 0; \quad A_{\chi II} (\Omega'_{2\phi})^2 + B_{\chi II} \Omega_{2\phi} + C_{\chi II} = 0,$$

коэффициенты которых определяются из соотношений:

$$\begin{aligned} A_{\chi I} &= f_2' (R_1 + R_2) \cos^2 \beta + c_{V1} c_{V2} \chi_{np} n_f^3; & A_{\chi II} &= \Phi_2' (R_1 + R_2) \cos^2 \beta + c_{V1} c_{V2} \chi_{np} n_{\phi}^3; \\ B_{\chi I} &= (c_{V2} (R_1 + a_{V1}) - c_{V1} (R_2 - a_{V2})) \chi_{np} n_f^3; & B_{\chi II} &= (c_{V2} (R_1 + a_{V1}) - c_{V1} (R_2 - a_{V2})) \chi_{np} n_{\phi}^3; \\ C_{\chi I} &= (R_1 + R_2) f_2' b_{ViI} - \chi_{np} n_f^3 (R_1 + a_{V1}) (R_2 - a_{V2}); \\ C_{\chi II} &= (R_1 + R_2) \Phi_2' b_{ViII} - \chi_{np} n_{\phi}^3 (R_1 + a_{V1}) (R_2 - a_{V2}). \end{aligned}$$

Обозначения $a_{V1}, a_{V2}, c_{V1}, c_{V2}$ получаются из аналогичных, рассмотренных выше коэффициентов при $i = 1$ и $i = 2$.

Действительные значения Ω'_{2f} и $\Omega'_{2\phi}$ получаются по формулам, аналогичным формулам (15). Вторые производные f_2'' и Φ_2'' находятся аналогично (17) и (19).

5. Дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубьев по заданным коэффициентам удельных скольжений.

Исходными являются равенства (9), преобразуя которые к виду дифференциальных уравнений относительно Ω'_{2f} или $\Omega'_{2\phi}$, получим для головки (индекс I) и ножки (индекс II) соответственно:

$$\Omega'_{2f} = \frac{C_{\eta I}}{B_{\eta I}}; \quad \Omega'_{2\phi} = \frac{C_{\eta II}}{B_{\eta II}}.$$

Коэффициенты этих равенств определяются из соотношений:

$$C_{\eta I} = R_i f_2' \eta_i \pm f_1 f_2' (1 + \Omega_{1f} K_{nf}) \sin^2 \beta \left(\eta_i - \left[1 + \frac{1}{u} \right] \right);$$

$$C_{\eta II} = R_i \Phi_2' \eta_i \pm \Phi_1 \Phi_2' (1 + \Omega_{1\phi} K_{n\phi}) \sin^2 \beta \left(\eta_i - \left[1 + \frac{1}{u} \right] \right);$$

$$B_{\eta I} = \mp f_1 \cos^2 \beta \left(\eta_i - \left[1 + \frac{1}{u} \right] \right); \quad B_{\eta II} = \mp \Phi_1 \cos^2 \beta \left(\eta_i - \left[1 + \frac{1}{u} \right] \right).$$

Верхний знак и $i = 1$ берется для шестерни, нижний знак и $i = 2$ – для колеса. С учетом равенств (21) получим (для головки и ножки соответственно):

$$f_2'' = \frac{f_2'^2}{f_1 f_1'} \left[\frac{f_1'^2 + f_1 f_1''}{f_2'} + f_2' - \frac{C_{\eta}}{B_{\eta}} \right],$$

$$\Phi_2'' = \frac{\Phi_2'^2}{\Phi_1 \Phi_1'} \left[\frac{\Phi_1'^2 + \Phi_1 \Phi_1''}{\Phi_2'} + \Phi_2' - \frac{C_{\eta}}{B_{\eta}} \right].$$
(20)

При синтезе передач необходимо задать коэффициент удельного скольжения зубьев шестерни или колеса и линию на поверхности зацепления, вдоль которой задается η_i . Это могут быть линии $z = \text{const}$, $\lambda = \text{const}$, $\mu = \text{const}$, $\varphi = \text{const}$ и др. Уравнения этих линий будут служить уравнениями связи между параметрами λ и μ , а решение дифференциальных уравнений (20) позволит определить образующую поверхность, обеспечивающую заданный коэффициент удельного скольжения для шестерни или колеса.

б. Дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубьев по заданному углу между вектором скорости скольжения и мгновенной контактной линией.

От величины этого угла зависит значение проекции скорости скольжения на нормаль к мгновенной контактной линии: $V = V_{ck} \sin \nu$, которое влияет на комплексные критерии работоспособности передач с арочными зубьями. Скорость скольжения при реальных значениях параметров исходного контура изменяется в узких пределах (4) при $f_2' \neq 0$ и $\Phi_2' \neq 0$. Целесообразно синтез проводить не по заданной проекции скорости скольжения на нормаль к мгновенной контактной линии, а по заданному углу ν между вектором скорости скольжения и контактной линией. Дифференциальное уравнение для такого синтеза получим с использованием зависимости (10). Учитывая формулы (7), (11), преобразуем исходные соотношения (10) к виду дифференциальных уравнений:

$$\Omega'_{2f} = \frac{C_{vI}}{B_{vI}}; \quad \Omega'_{2f} = \frac{C_{vII}}{B_{vII}},$$

коэффициенты которых определяются следующим образом:

$$C_{vI} = n_f f_2' (1 + \Omega_{1f} K_{nf}) \sin^2 \beta + n_f^2 (1 + \Omega_{1f} K_{nf}) \operatorname{tg} \nu \sin \beta \cos \beta;$$

$$C_{vII} = n_{\phi} \Phi_2' (1 + \Omega_{1\phi} K_{n\phi}) \sin^2 \beta + n_{\phi}^2 (1 + \Omega_{1\phi} K_{n\phi}) \operatorname{tg} v \sin \beta \cos \beta ;$$

$$B_{vI} = f_2' \operatorname{tg} v \sin \beta \cos \beta - n_f \cos^2 \beta ; B_{vII} = \Phi_2' \operatorname{tg} v \sin \beta \cos \beta - n_{\phi} \cos^2 \beta .$$

Используя равенства (16) и (17), получим вторые производные f_2'' и Φ_2'' для головки и ножки соответственно:

$$f_2'' = \frac{f_2'^2}{f_1 f_1'} \left[\frac{f_1'^2 + f_1 f_1''}{f_2'} + f_2' - \frac{C_v}{B_v} \right], \quad \Phi_2'' = \frac{\Phi_2'^2}{\Phi_1 \Phi_1'} \left[\frac{\Phi_1'^2 + \Phi_1 \Phi_1''}{\Phi_2'} + \Phi_2' - \frac{C_v}{B_v} \right]. \quad (21)$$

Выводы:

1. В статье приведены зависимости для определения геометро-кинематических критериев оценки качества арочного зацепления, зубья которого образованы несимметричным исходным контуром.

2. На основе этих зависимостей получены дифференциальные уравнения, связывающие параметры головки и ножки исходного контура с геометро-кинематическими критериями работоспособности.

3. Полученные дифференциальные уравнения позволяют синтезировать геометрию исходного контура инструмента для образования зубьев арочных передач смешанного зацепления.

Список литературы: 1. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // *Машинознавство*. – Львів, 2002. – №10(64). – С.26-40. 2. Шишов В.П., Носко П.Л., Філь П.В. Теоретичні основи синтезу передач зацепленням: Монографія. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2006. – 408с. 3. Гавриленко В.А. Геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машгиз, 1949. – 399с. 4. Грибанов В.М., Грибанова Ю.В. Математические модели производства зубчатых цилиндрических передач Новикова. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля, 1999. – 148с. 5. Шишов В.П., Носко П.Л., Ревякина О.А. Цилиндричні передачі з арковими зубцями (теорія, аналіз, синтез): Монографія. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2004. – 336с. 6. Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.М., Філь П.В. Високонавантажені циліндричні передачі з двоопукло-ввігнутими зубцями: Монографія. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2005. – 216с. 7. Журавлев Г.А. О развитии формы профиля зубьев зубчатых колес // *Труды VI Международного симпозиума "Теория реальных передач зацеплением"*. – Курган, 1997. – С.53-57. 8. Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А. Дифференциальные уравнения для синтеза цилиндрических зубчатых передач с корсетными зубьями // *Вестник Харьковского госуд. политехн. университета. Сборник научных работ*. – Вып.109. – Харьков, 2000. – С.82-87.

Поступила в редколлегию 12.04.2013

УДК 621.833

Дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубчатых передач смешанного зацепления / В.П. Шишов, П.Н. Ткач, Е.Ю. Чалая, Т.Е. Журавлева // Вісник НТУ "ХП". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХП". – 2013. – №41(1014). – С.181-189. – Бібліогр.: 8 назв.

У статті приведені основні геометро-кінематичні критерії для оцінки якості аркового зацеплення, зубці коліс якого утворені несиметричним початковим контуром. Отримані диференціальні рівняння для синтезу геометрії аркових зубчастих передач змішаного зацеплення за вказаними геометро-кінематичними критеріями працездатності для голівки і ніжки зуба.

Ключові слова: аркова зубчаста передача, синтез геометрії зубця, критерії працездатності, змішане зацеплення.

The article presents main geometry and kinematical criteria for assessing the quality of the arch meshing, which are formed by asymmetric basic rack. Differential equations for the synthesis of geometry arched gear mixed engagement on these geometry and kinematical performance criteria for the top and root of the tooth.

Keywords: arch tooth gearing, synthesis of tooth geometry, performance criteria, mixed gearing.

З М І С Т

А.И. АБДУЛЛАЕВ, А.М. НАДЖАФОВ, А.А. САЛАМОВ Оценка технического уровня ветродвигателей	3
Д.Т. БАБИЧЕВ, А.В. КРИВОШЕЯ, М.Г. СТОРЧАК, В.А. ГОЛОВАНЕВ, А.Ю. ТАЙСИН О синтезе переходной кривой во впадине цилиндрических зубчатых колес и червяков	7
В.Л. БАСИНЮК, В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, Е.И. МАРДОСЕВИЧ, А.А. ГЛАЗУНОВА, С.С. ПАПИНА Сертификационные испытания композиционных материалов при низких и повышенных температурах	14
О.В. БЕРЕСТНЕВ, Я.О. БЕРЕСТНЕВ Повышение информативности вибрационных спектров при экспериментальных исследованиях ресурсов работоспособности зубчатых приводных механизмов машин	19
Н.И. ВЕЛИЧКО Формообразование цилиндрических колес методом зуботочения	23
В.А. ВИТРЕНКО, Б.С. ВОРОНЦОВ, С.Г. КИРИЧЕНКО, И.А. БОЧАРОВА Вопросы совершенствования технологии формообразования зубьев на гиперболоидных заготовках	27
А.В. ЗАХАРЧЕНКО Трибологические представления о механизмах противоизносного и антифрикционного действия пакетов присадок к техническим маслам	31
Е.М. ИВАНОВ, З.А. ИВАНОВА Математическое моделирование площадки контакта зубьев с учетом вариации ее геометрии	44
П.М. КАЛІНІН, М.С. СЕРГІЄНКО, Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО До питання оптимально-раціонального проектування коробки передач автомобіля	49
В.И. КОРОТКИН, Д.А. ГАЗЗАЕВ Применение конечно-элементного пакета ANSYS к оценке изгибной напряженности арочных зубьев цилиндрических зубчатых передач	53
Б.А. ЛОПАТИН, Е.А. ПОЛУЭКТОВ, С.Д. ЛОПАТИН Система автоматизированного расчета и анализа геометрии цилиндрической передачи внутреннего зацепления	60
В.О. МАЛАШЕНКО, В.А. ФЕДУРУК Передавання енергії та динамічні характеристики приводів з автоматичними інерційно-вакуумними муфтами ..	64
Х.Д. МУСТАФАЕВ Исследование динамики остановки электромеханического привода стола отключением электродвигателя	72
А.А. МУХОВАТЫЙ Об одном методе синтеза исходного контура зубьев незвольвентных зубчатых передач с высокими значениями критериев нагрузочной способности	76
Е.В. НАДЕИНА, О.О. КЛОЧКО, В.С. НАДЕИН Геометро-кинематические показатели приближенной спироидной передачи	83
В.А. НАСТАСЕНКО Повышение технологичности изготовления мало-заходных гиперболоидных червяков	87

В.С. ПОДГУРЕНКО повышение работоспособности зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов	94
А.П. ПОПОВ, О.И. САВЕНКОВ, Л.А. ПОПОВА Инновационные зубчатые муфты судовых энергетических установок.....	99
А.Г. ПРИЙМАКОВ, А.В. УСТИНЕНКО Основы проектирования несущих элементов силовых систем в машиностроении	108
А.Г. ПРИЙМАКОВ., А.В. УСТИНЕНКО, В.А. ГУЗЕНКО Трехволновые силовые зубчатые передачи для противопожарной и аварийно-спасательной техники	114
Р.В. ПРОТАСОВ, А.В. УСТИНЕНКО Исследование области рационального существования эволютного зацепления	120
В.Н. РУСЕЦКИЙ, В.Е. АНТОНЮК Возможности двухпрофильного контроля конических прямозубых колес	125
Н.Б. СКРИПЧЕНКО, Н.Н. ТКАЧУК, Н.А. ТКАЧУК, Д.С. МУХИН Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов	129
В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, Г.С. СУКОВ, М.Г. СУКОВ Устранение интерференции зуба в крупной волновой передаче	138
В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, Г.С. СУКОВ, М.Г. СУКОВ Ресурсные испытания крупных волновых редукторов	143
П. ТОКОЛЫ, М. БОШАНСКИ, В. МАЛЫЙ Методика определения закаленного слоя в неэвольвентном зубчатом зацеплении	148
В.М. ФЕЙ, А.В. ФЕСЬКОВ Новая серия планетарных мотор-редукторов типоразмеров 6МП-31,5; 6МП-40; 6МП-50	153
В.Л. ЧЕРНЫШЕВ, Ю.А. ОСТАПЧУК, А.А. ШИПУЛИН Исследование динамики силовой передачи танка Т-64А в режимах разгона и торможения на сухой грунтовой дороге	157
А.В. ШЕХОВ, В.Н. ПАВЛЕНКО Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$ при изгибной прочности	168
С.В. ШИЛЬКО, В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, Е.М. ПЕТРОКОВЕЦ Анализ влияния коэффициента Пуассона материала на деформативность зубчатых колес	177
В.П. ШИШОВ, П.Н. ТКАЧ, Е.Ю. ЧАЛАЯ, Т.Е. ЖУРАВЛЕВА Дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубчатых передач смешанного зацепления	181

CONTENTS

A.I. ABDULLAYEV, A.M. NAJAFOV, A.A. SALAMOV Estimation of wind-mill technical level	3
D.T. BABICHEV, A.V. KRIVOSHEYA, M.G. STORCHAK, V.A. GOLOVANEV, A.Ju. TAJ SIN About synthase of fillet curve in tooth space of cylindrical gears and worms	7
V.L. BASINIUK, V.E. STARZHINSKY, A.I. MARDASEVICH, A.A. GLAZUNOVA, S.S. PАПINA Methodology of certification tests of composition materials at reduced and evaluated temperatures	14
O.V. BERESTNEV, Y.O. BERESTNEV Increase of selfdescriptiveness of vibrating spectra at experimental investigations of the expenditure of availability resources of gear drive mechanisms of machines	19
N.I. VELICHKO Forming of cylindrical wheels by gear-sharpening method	23
V.A. VITRENKO, B.S. VORONTSOV, S.G. KIRICHENKO, I.A. BOCHAROVA Problems of technology of teeth on hyperbola work-pieces formation perfection..	27
A.V. ZAKHARCHENKO Tribological notions on operation of antiwear and frictionproof mechanisms for the additives packages to technical oils	31
E.M. IVANOV, Z.A. IVANOVA Mathematical simulation of the contact area with regard of variation of its geometry	44
P.M. KALININ, M.E. SERGIENKO, Yu.V. GEREGON-ZAJCHENKO To the question of optimum and rational car gearbox design.....	49
V.I. KOROTKIN, D.A. GAZZAEV Application of finite-element package ANSYS to the assessment of bending stress level of arched teeth of cylindrical gearing	53
B.A. LOPATIN, E.A. POLUEKTOV, S.D. LOPATIN System of the automated calculation and the geometry analysis of cilindro-conic gear of internal gearing	60
V.O. MALASHCHENKO, V.M. STRILETS', V.A. FEDORUK Energy transmitting and dynamic characteristics of the drive with automatic inertial-vacuum clutches	64
H.D. MUSTAFAEV Research of dynamics stop electromechanical drive table with electric motor shutdown.....	72
A.A. MUKHOVATIY About one method of synthesis of basic rack non-involute profile of gears with high values of the load capacity criteria.....	76
E.V. NADEINA, O.O. KLOCHKO, V.S. NADEIN Geometric-kinematic parameters of the approximations spiroid transmission	83
V.A. NASTASENKO Manufacturability raising of hyperboloidal worms with a small number of entries	87
V.S. PODGURENKO Increasing of working ability of the gear couplings operating by disalignments of the connected shafts	94
A.P. POPOV, O.I. SAVENKOV, L.A. POPOVA Innovation gear couplings of the ship power plants.....	99

A.G. PRIYMAKOV, A.V. USTINENKO Design basis for bearing elements of power systems in engineering.....	108
A.G. PRIYMAKOV, A.V. USTINENKO, V.A. GUZENKO Three-wave power gears for fire and rescue vehicles.....	114
R.V. PROTASOV, A.V. USTINENKO Research of rational existence for evolutive gearing	120
V.N. RUSETSKY, V.E. ANTONYUK Features of two-profile control of spur gears.....	125
N.B. SKRIPCHENKO, N.N. TKACHUK, N.A. TKACHUK, D.S. MUKHIN Contact interaction analysis of smooth and roughness bodies by boundary element method	129
V.N. STRELNIKOV, G.S. SUKOV, M.G. SUKOV Eliminate of teeth interference in a large wave gear.....	138
V.N. STRELNIKOV, G.S. SUKOV, M.G. SUKOV Resource tests of large wave reducers	143
P. TOKOLY, M. BOŠANSKÝ, V. MALY Method of determining hardened layer in the non-involute tooth gearing.....	148
V.M. FEJ, A.V. FESKOV New series of planetary gearmotors size 6MP-31,5; 6MP-40; 6MP-50.....	153
V.L. CHERNYSHEV, Ju.A. OSTAPCHUK, A.A. SHIPULIN Research of dynamic in power transmission of T-64A battle tank in acceleration and braking modes on dirt road.....	157
A.V. SHEHOV, V.N. PAVLENKO The loading ability of the mass optimal structure planetary transmission $n \times \mathbf{AI}$ from conditions of flexural strength	168
S.V. SHILKO, V.E. STARZHINSKY, E.M. PETROKOVETS Analysis of material's Poisson's ratio influence on gear deformability	177
V.P. SHISHOV, P.N. TKACH, E.Ju. CHALAYA, T.E. ZHRAVLYOVA The differential equations for synthesis of geometry of arch tooth gearings of the mixed gearing	181

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"**

Збірник наукових праць

Серія:
ПРОБЛЕМИ МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

№ 41 (1014)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М.А. Ткачук,
Технічний редактор канд. техн. наук, доц. О.В. Устиненко
Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПІ".
Кафедра теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин.
Тел.: (057) 707-69-01, (057) 707-69-02; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org

Обл.-вид №34-13.

Підп. до друку 11.07.2013р. Формат 60×90/16. Папір офісний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 10,0.
Тираж 300 пр. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ "ХПІ". Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта
видавничої справи ДК №3657 від 24.12.2009р.
61002, Харків, вил Фрунзе, 21

Надруковано у СПД ФО Ізрайлев Є.М.
Свідоцтво №24800170000040432 від 21.03.2001 р.
61024, Харків, вул. Фрунзе, 16

ДЛЯ ЗАМЕТОК

ДЛЯ ЗАМЕТОК