

Фронтальная и трудовая деятельность Константина Ивановича Заблонского отмечена 20-ю правительственными наградами, в том числе 4-мя орденами: Ленина, "Отечественной войны 2-й степени", "Знак почета", "Дружбы народов" и 16-ю медалями: "За боевые заслуги", "За оборону Кавказа", "За победу над Германией", "За доблестный труд" и др., почетными грамотами Президиума Верховного Совета Украины, Почетными знаками: "За вклад в дело дружбы", "Отличник образования Украины", памятными знаками и медалями Италии, ГДР, Р. Куба, Монголии, Польши, Советского комитета ветеранов войны, ветеранов Четвертой воздушной армии.

Жизненный путь Константина Ивановича Заблонского является замечательным примером непрерывной учебы, настойчивого поиска научных знаний, честного самоотверженного труда в интересах родной страны, порученного дела, своего института и кафедры, коллег, учеников, родных и друзей.

Светлая память о Константине Ивановиче остается с нами.

*Поступила (received) 20.05.2015*

УДК 621.833

**Д.Т. БАБИЧЕВ**, д.т.н., профессор каф. ПМ ТюмГНГУ, Тюмень, Россия;  
**А.И. СМОВЖ**, ст. преподаватель каф. БИиМ ТюмГНГУ;  
**А.В. КРИВОШЕЯ**, к.т.н., старший научный сотрудник ИСМ НАН, Киев

### СИНТЕЗ СОВРЕМЕННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПЕРЕДАЧ В КУРСЕ "ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА"

Изложена методика компьютерного проектирования прямозубых передач при переходе от однопарного к двухпарному зацеплению при сохранении неизменными: корпусных деталей, валов и посадочных поверхностей. Даны примеры синтеза 4-х передач, имеющих одинаковые размеры, но разную нагрузочную способность: две с коэффициентами перекрытия  $\epsilon < 2$  и две с  $\epsilon > 2$ . Приведена диаграмма для количественной оценки повышения нагрузочной способности передач с  $\epsilon > 2$  в зависимости от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса в исходной передаче.

**Ключевые слова:** цилиндрическая передача, многопарное зацепление.

**1. Анализ современных методик синтеза цилиндрических прямозубых передач.** Перспективным направлением повышения нагрузочной способности передач является применение зацеплений, в которых одновременно находится в полном силовом контакте не менее двух пар зубьев. Такие передачи первоначально появились в редукторах авиационных двигателей в начале 1980 годов [1, 2]; затем в коробках скоростей автомобилей и тракторов [3-5]. В настоящее время процесс внедрения передач с многопарным зацеплением интенсифицируется. Сложилась типовая методология практического внедрения этих передач [4]:

1) Приобретают оборудование (станки с программным управлением), обеспечивающие высокую точность изготовления зубьев (по 6-й степени точности). Именно такая высокая точность требуется при изготовлении передач многопарного зацепления, чтобы погрешность профилей зубьев была значительно меньше их деформации под нагрузкой.

© Д.Т. Бабичев, А.И. Смовж, А.В. Кривошея, 2015

- 2) Проводят модернизацию выпускаемых надежных передач (обычно коробок скоростей с прямозубыми колесами), при которой сохраняют: корпусные детали, валы, посадочные поверхности. Изменяют лишь зубчатые венцы: и параметры зацепления и технологию зубообработки.
- 3) Изготавливают зубчатые колеса с новой геометрией; собирают модернизированную передачу и испытывают её на стендах (прежде всего, на шум, а затем и на нагрузочную способность). Измерение шума позволяет подобрать, в частности, величину фланкирования зубьев. Иногда это делают экспериментально: сошлифовывают часть профиля на головках зубьев на глубину порядка 5 микрон, и вновь измеряют уровень шума. Если уровень шума превышает допустимый – сошлифовывают часть профиля на большую глубину. И повторяют замеры шума.

4) Испытывают новые трансмиссии в реальных условиях эксплуатации машин.

В промышленности к настоящему времени сложилась следующая практика изменения параметров передач при переходе на многопарные зацепления [4]:

- а) модуль зацепления уменьшают в 1,5 раза, а числа зубьев шестерни и колеса увеличивают в 1,5 раза.
- б) коэффициент высоты головки зуба  $h_a^*$  берут равным  $h_a^* = 1,25$  (вместо стандартного  $h_a^* = 1$ ) и коэффициент радиального зазора  $c_0^* = 0,2 \dots 0,23$  (вместо стандартного  $c_0^* = 0,25$ ).
- в) коэффициенты смещения  $x_1$  и  $x_2$  подбирают из условий: межосевое расстояние  $a_w$  должно быть таким же, как в исходной передаче; коэффициент перекрытия  $\epsilon > 2$ ; удельное скольжение на ножках зубьев менее двух:  $v_1 < 2$  и  $v_2 < 2$  ( $v_1$  и  $v_2$  влияют на интенсивность абразивного износа зубьев).

Такая методика изменения параметров передач позволяет почти всегда получить работоспособную передачу с многопарным зацеплением, обладающим повышенной контактной и изгибной прочностью зубьев. Методика оценки изгибной прочностью зубьев при различных сочетаниях параметров инструмента изложена, в частности, в [4].

**2. Постановка проблемы и цель статьи.** Выработать методику проектирования эвольвентных цилиндрических прямозубых передач, которая:

- Предназначена для малоподготовленного пользователя, и поэтому может быть освоена и использована, как студентами при изучении курса "Прикладная механика", так и рядовыми инженерами и техниками.
- Ориентирована на безболезненный переход от передач с однопарным зацеплением на передачи с многопарным зацеплением.
- Является настолько универсальной, что пригодна для оптимизационного проектирования эвольвентных передач с однопарным и с многопарным зацеплением, в которых зубчатые колеса без смещения и со смещением нарезают инструментом реечного типа со стандартным и нестандартным исходным контуром.

**3. Методика обучения студентов проектированию современных передач.** На кафедре прикладной механики ТюмГНГУ в учебном процессе более 25 лет используются разработанные на кафедре компьютерные программы, предназначенные для анализа и синтеза эвольвентных передач [6-8]. Подобные программы есть во многих вузах. Отличительные особенности наших программ:

- а) Позволяют наблюдать на экране движение механизмов и управлять этим движением нажатием клавиш панели управления: ПУСК, РЕВЕРС, БЫСТРЕЕ и др.

в) Результаты расчетов представляют собой, как правило, готовый документ, который может служить частью пояснительной записки. Он содержит, обычно: данные о пользователе, исходные данные, результаты расчетов в виде поясняющего текста с таблицами, графиками и диаграммами.

Большинство программ разработано в системе MS Excel с использованием VBA (Visio Basic for Application). Имеется и используется несколько версий программ для проектирования эвольвентных передач. Они ориентированы на:

- проектирование и сравнительный анализ эвольвентных передач различного типа (работа именно с этой программой и описана ниже в данной статье);
- проведение лабораторных работ "Нарезание зубчатых колёс методом обкатки";
- демонстрацию на лекциях, практических и лабораторных занятиях процессов нарезания и зацепления зубьев в цилиндрических передачах;
- проведение научно-исследовательских работ (анализ виброактивности сил трения зубьев [5], сравнение эвольвентных передач с равнопрочными [9]; выполнение расчетов по заказам промышленных предприятий и другое);
- подготовку разнообразных диаграмм для научных статей и презентаций, а также для методических разработок; это, прежде всего диаграммы качественных показателей: виброактивность сил трения зубьев, углы давления (с учетом и без учета трения в зацеплении) и многие другие.

Все программы, используемые в учебном процессе, обеспечены руководствами пользователей и необходимыми методическими указаниями, бланками и примерами отчетов. Главная цель создания этих программ – отработка методики внедрения в преподавание основ оптимизационного проектирования механизмов, в том числе и зубчатых передач.

Исходными параметрами при проектировании и сравнительном анализе передач являются: числа зубьев шестерни и колеса, модуль; ширина колеса, число оборотов шестерни и величина контактных напряжений (максимальных или средних вдоль линии зацепления). Расчет передачи студенты начинают с подбора передаваемой мощности, при которой будут получены требуемые (допускаемые) контактные напряжения. Качество спроектированных передач студентами оценивается по двум основным критериям: уровню контактных напряжений по Герцу и по интенсивности абразивного износа зубьев (коэффициенту удельного скольжения).

При использовании исследовательских программ можно оценивать работу передач по большему числу критериев.

При этом мы давно учим студентов проектировать передачи с коэффициентом торцевого перекрытия  $\varepsilon > 2$  (и даже с  $\varepsilon > 3$ , но не силовых). Учим по упрощенной методике, когда студент проектирует и сравнивает по нагрузочной способности три передачи:

**Передача 1.** Передача без смещения; нарезана стандартным инструментом.

**Передача 2.** Передача нарезана инструментом со стандартными значениями  $h_a^* = 1$  и  $c_0^* = 0,25$ ; коэффициенты смещения  $x_1$  и  $x_2$  найдены из условия наибольшей контактной прочности; модуль при этом не стандартный; его студент подбирает таким, чтобы межосевое расстояние  $a_w$  было точно таким же, как и в передаче 1. Это нужно для корректного сравнения нагрузочной способности проектируемых передач. При этом студенты попутно осваивают методику проектирования передач с заданным межосевым расстоянием. Заметим, что в авиации часто ведут проектирование цилиндрических передач в обобщающих параметрах. Этот метод предло-

жил Э.Б. Вулгаков [2], в том числе и для того, чтобы уйти от стандартных модулей, накладывающих ряд ограничений на параметры передач при их оптимизации.

**Передача 3.** Передача без смещения; нарезана не стандартным инструментом, у которого  $h_a^* = 1,25$ ,  $c_0^* = 0,20$  и  $\alpha = 20^\circ$ .

На рисунках 1-3 показаны в качестве примера три передачи, сконструированные по изложенной методике. Параметры передач и их качественные показатели приведены перед картинками зацеплений.

У всех трёх передач одинаковые: межосевое расстояние  $a_w$ ; ширина колес  $b_2$  и максимальные значения контактных напряжений  $\sigma_H^{\max}$  (они рассчитываются вдоль всей линии зацепления по известной формуле Герца). При этом студент для каждой из 3-х передач подбирает мощности  $P_1$  на шестерне, при которых во всех этих передачах контактные напряжения  $\sigma_H^{\max}$  будут одина-

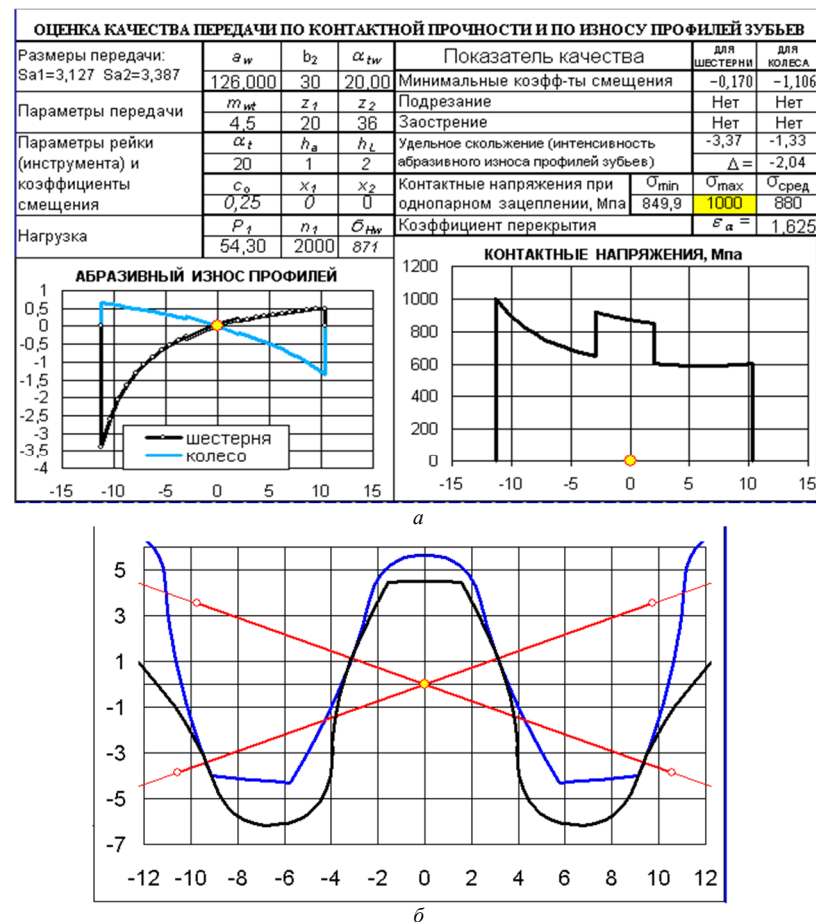


Рисунок 1 – Передача 1 без смещения;  $\varepsilon < 2$ ; инструмент стандартный: а – оценка качества передачи; б – схема зацепления

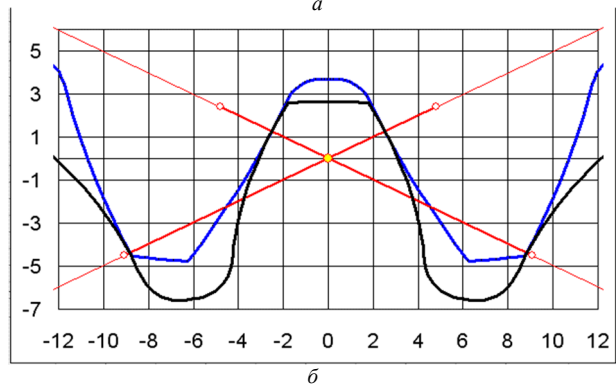


Рисунок 2 – Передача 2 с максимальной контактной прочностью при  $\epsilon < 2$ ;  
параметры инструмента:  $h_a^* = 1$ ;  $c_0^* = 0,25$ ;  $\alpha = 20^\circ$   
а – оценка качества передачи; б – схема зацепления

ковы и равны заданному значению (обычно задаём  $\sigma_H^{\max}$  в интервале от 900 до 1200 МПа). После расчета трёх передач студент сравнивает в них: передаваемые мощности; интенсивность абразивного износа зубьев; средние  $\sigma_H^{\text{сред}}$  и минимальные  $\sigma_H^{\min}$  контактные напряжения вдоль всей линии зацепления; напряжения  $\sigma_{H\beta}$  в полюсе зацепления.

Спроектировав три такие передачи, студенты распечатывают и анализируют также таблицы, содержащие: исходные данные, размеры колёс и передач и др.

На рисунке 4 показана передача, в которой после "студенческого" синтеза – см. рисунок 3 – сделали передачу равносмещённой, подобрав коэффициенты смещения  $x_1 = 0,2$  и  $x_2 = -0,2$  из условия выравнивания удельных скольжений на ножках зубьев шестерни и колеса. Увеличив, попутно, и расчетную нагрузочную способность с 80,4кВт почти до 92кВт, за счет снижения контактных

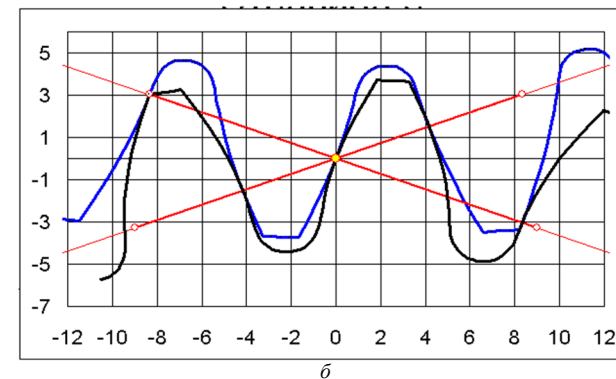
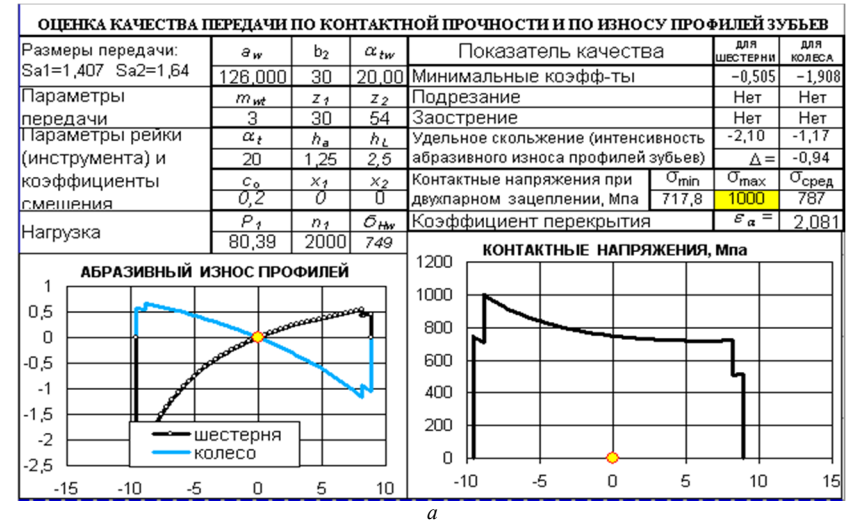


Рисунок 3 – Передача 3 без смещения;  $\epsilon > 2$ ;  
инструмент нестандартный:  $h_a^* = 1,25$ ;  $h_f^* = 0,20$ ;  $\alpha = 20^\circ$   
а – оценка качества передачи; б – схема зацепления

напряжений на ножках зубьев шестерни. А также уменьшив удельное скольжение на ножках зубьев шестерни с 2,1 до 1,54 – сравните графики и таблицы значений качественных показателей на рисунках 3 и 4.

При реальном проектировании вместо двух передач, показанных на рисунках 1 и 2, нужно проанализировать лишь одну передачу – ту, замена которой предусматривается. С её действительными параметрами: коэффициентами смещения; размерами  $a_w$ ,  $b_2$  и др. При больших передаточных числах передачи с  $\epsilon > 2$  можно проектировать и как передачи с неравносмещённым зацеплением: с увеличенным углом зацепления  $\alpha_w$  при больших значениях  $z_1$ ; и при уменьшенном  $\alpha_w$  при малых  $z_1$ .

**4. Оценка перспективности применения передач с  $\epsilon > 2$ .** Для облегчения оценки перспектив замены традиционных прямозубых цилиндрических пере-

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПЕРЕДАЧИ ПО КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ И ПО ИЗНОСУ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ						
Размеры передачи: Sa1=1,194 Sa2=1,749	$a_w$	$b_2$	$\alpha_{tw}$	Показатель качества		
	126,000	30	20,00	Минималн. коэф-ты смещения	для шестерни	для колеса
Параметры передачи	$m_{wt}$	$z_1$	$z_2$	Подрезание	Нет	Нет
	3	30	54	Заострение	Нет	Нет
Параметры рейки (инструмента) и коэффициенты смещения	$\alpha_t$	$h_a^*$	$h_f^*$	Удельное скольжение (интенсивность абразивного износа профилей зубьев)	-1,54	-1,47
	20	1,25	2,5	$\Delta$	-0,07	
Нагрузка	$c_0$	$x_1$	$x_2$	Контактные напряжения при двупарном зацеплении, МПа	$\sigma_{min}$	$\sigma_{max}$
	0,2	0,2	-0,2		767,3	1000
	$P_1$	$n_1$	$\sigma_{Hw}$	Коэффициент перекрытия	$\epsilon_a$	822
	91,86	2000	801		2,059	

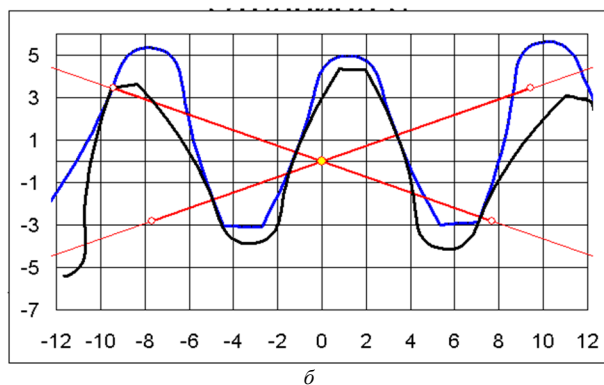
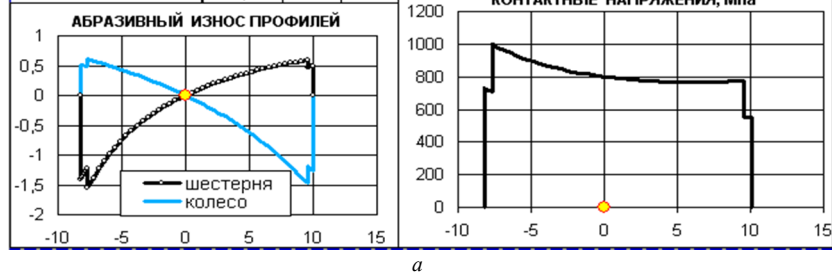


Рисунок 4 – Равносмещённая передача:  $x_1=0,2$ ;  $x_2=-0,2$ ;  $h_a^*=1,25$ ;  $\epsilon>2$   
 $a$  – оценка качества передачи;  $b$  – схема зацепления

дач на передачи с многопарным зацеплением, были построены две диаграммы, представленные на рисунках 5 и 6.

Диаграмма на рисунке 5 показывает, какой коэффициент перекрытия будет получен в передачах без смещения, зубчатые колёса которых имеют увеличенную высоту зубьев и нарезаны реечным инструментом с параметрами:  $\alpha=20^\circ$ ,  $h_a^*=1,25$ ,  $c_0^*=0,20$ . Диаграмма построена для большого диапазона изменения чисел зубьев шестерни и колеса в передачах с многопарным зацеплением:  $z_1=15...50$  и  $z_2=15...200$ . При названных параметрах производящей рейки, колёса без смещения с числами зубьев  $z<22$ , будут иметь подрезание. Диаграмма же на рис. 5 построена для чисел зубьев, начиная с  $z_1=15$ , а не  $z_1=22$ , т.к. при  $z_1=15...21$  и  $(z_2-z_1)>3$  можно получить работоспособную равносмещённую передачу и её коэффициент перекрытия  $\epsilon$  будет иметь значение, указанное на диаграмме. (Точнее  $\epsilon$  будет примерно на 0,02 меньше, чем в передаче без

смещения, что несущественно).

Диаграмма, представленная на рисунке 6, даёт наглядную картину того, на сколько процентов при различных сочетаниях чисел зубьев  $z_1$  и  $z_2$  повышается расчетная мощность передачи с коэффициентом перекрытия  $\epsilon>2$ , в сравнении с классической передачей, имеющей  $\epsilon<2$ . Числа зубьев  $z_1$  и  $z_2$ , при этом, указаны для классической передачи. Диаграмма построена на основе сравнения *расчетных мощностей* двух передач, имеющих одинаковые: размеры  $a_w$  и  $b_2$ ; частоту вращения  $n_1$ ; максимальные контактные напряжения  $\sigma_H^{max}$ .

В качестве классической брали передачу, прототип которой представлен на рисунке 2. Это передача с коэффициентами смещения  $x_1$  и  $x_2$ , найденными из условия максимальной контактной прочности по известным таблицам ЦКБР. Эти таблицы, кстати, и определили диапазоны изменения  $z_1$  и  $z_2$  на представленной диаграмме. В качестве передачи с  $\epsilon>2$  брали зацепление, прототип которого представлен на рисунке 4. Это равносмещённое зацепление, в котором  $x_2=-x_1$  вычислялись из условия выравнивания коэффициентов удельного скольжения на ножках зубьев шестерни и колеса. В передаче с  $\epsilon>2$  число зубьев  $z_1$  и  $z_2$  в 1,5 раза больше, чем в классической (при  $\epsilon<2$ ), а модуль  $m_w$  нестандартный, и примерно в 1,4 меньше, чем при  $\epsilon<2$ . За расчетную мощность принимали такую мощность  $P_1$  на шестерне, при которой в одной из точек на линии зацепления контактные напряжения  $\sigma_H$  достигли заданного (допустимого) значения  $\sigma_H^{max}$ . При этом никакие поправочные коэффициенты, учитывающие динамику, неравномерность распределения нагрузки и другие, не использовали. Такой подход корректен, т.к. мы сравнивали между собой лишь передачи, имеющие одинаковые размеры, материалы и нагрузочные параметры. В этих передачах и *все основные поправочные коэффициенты будут одинаковыми* (кроме коэффициентов, зависящих от жёсткости зубьев).

В левой нижней части диаграммы на рисунке 6 выделена заливкой зона сочетания  $z_1$  и  $z_2$ , в которой повышения мощности передачи не происходит.

Чтобы избежать недоразумения, еще раз особо отметим, что в диаграмме на рисунке 5 указаны числа зубьев  $z_1$  и  $z_2$  передачи с увеличенной высотой зубьев рейки ( $h_a^*=1,25$ ), а в диаграмме на рисунке 6 даны  $z_1$  и  $z_2$  исходной передачи со стандартной высотой зубьев рейки ( $h_a^*=1$ ). Как уже отмечалось, при

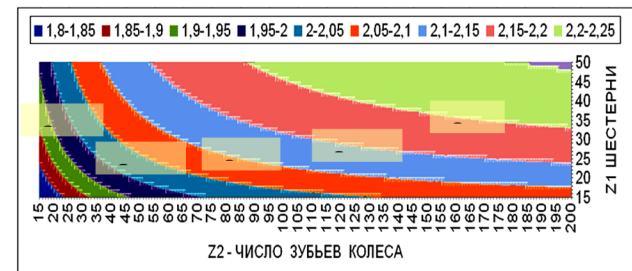


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента перекрытия  $\epsilon$  от чисел зубьев  $z_1$  и  $z_2$

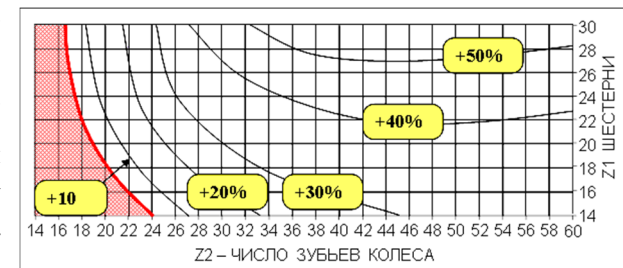


Рисунок 6 – Повышение мощности при переходе на передачи с  $\epsilon>2$



одинаковых  $a_w$ , число зубьев  $z_1$  и  $z_2$  при  $h_a^* = 1,25$  в 1,5 больше, чем при  $h_a^* = 1$ .

Важная особенность изложенных в статье методик синтеза и сравнения передач в том, что мы контактную прочность оцениваем по значению максимальных контактных напряжений  $\sigma_H^{\max}$  на длине всей линии зацепления, в то время как, практически во всех типовых расчетах, учитывают  $\sigma_H$  лишь в полnose зацепления.

Заметим, что представленная на рисунке 6 диаграмма, насколько нам известно, есть первая попытка *количественной оценки* зависимости повышения нагрузочной способности цилиндрических прямозубых передач от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса при переходе от однопарного к двухпарному зацеплению. И хотя эта оценка в силу многих причин не является бесспорной, она может служить ориентиром при решении вопроса о целесообразности внедрения передач с многопарным зацеплением и при выборе оптимальных чисел зубьев в таких передачах.

#### Выводы:

1. Изложена достаточно простая методика проектирования эвольвентных цилиндрических прямозубых передач с многопарным зацеплением, т.е. с коэффициентом перекрытия  $\varepsilon > 2$ . В основу методики положено использование нестандартного исходного контура с параметрами:  $h_a^* = 1,25$ ,  $c_0^* = 0,20$ ,  $\alpha = 20^\circ$ .

2. Методика ориентирована на внедрение передач многопарного зацепления вместо традиционных передач с коэффициентом перекрытия  $\varepsilon < 2$ .

3. Статья и методика рассчитаны на малоподготовленного пользователя, и могут быть использованы, как рядовыми инженерами и техниками, так и студентами.

4. Разработано и опробовано программное и методическое обеспечение, поддерживающее описанную методику проектирования цилиндрических передач.

5. Компьютерным моделированием установлена зависимость коэффициента перекрытия  $\varepsilon$  от чисел зубьев  $z_1$  и  $z_2$  зацепляющихся колёс, нарезанных инструментом. Эта зависимость в виде диаграммы приведена на рисунке 5.

6. Впервые получена количественная оценка того, насколько повышается мощность  $P_1$  передачи при переходе от *оптимизированного* однопарного зацепления к *не оптимизированному* двухпарному зацеплению. Эта зависимость  $P_1$  от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса представлена на рисунке 6, также в графическом виде. Зависимость является ориентировочной (и несколько заниженной), т.к. соответствует описанной в статье упрощенной методике синтеза, и не учитывает более изощрённые методы синтеза передач с многопарным зацеплением.

**Список литературы: 1.** Кравченко И.Ф. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений / А.Б. Единолич, В.А. Яковлев, В.Л. Дорофеев // Авиационно-космическая техника и технология. – Вып. 8(55). – Харьков: ХАИ, 2008. – С.129-134. **2.** Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач – М: Машиностроение, 1995. – 320с. **3.** Barnett D.W. Load sharing in High Contact Ratio Thick Transmission Gearing / A.B. Agarwal, E.R. Braun // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 92(1990). – №2. – P.80-88. **4.** Стасилевич А.Г., Супин В.В. Создание трансмиссий тракторов с зубчатыми передачами многопарного зацепления // Вестник НТУ "ХПИ": сб. научн. трудов. – Харьков, 2011. – Вып.29. – С.165-169. **5.** Babichev D.A. Analysis of evolvent spur gear vibroactivity of tooth friction power / A.A. Serebrennikov, V.V. Supin // Machine design, Vol.4(2012) No4. – P.205-208. **6.** Babichev D.T. Компьютерное моделирование работы плоских механизмов и многовариантное конструирование одноступенчатых цилиндрических редукторов // Теория механизмов и машин. – 2011. – №2(18). – С.38-47. **7.** Babichev D.T. Анализ и синтез цилиндрических передач в курсе "Прикладная механика" / А.В. Балин., В.Н. Иркитова. // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2013. – С. 89-95. **8.** Babichev D.T. Нарезание эвольвентных зубча-

тых колес / А.Н. Королевских // Методические указания – Тюмень: Издательский центр БИК, ТюмГНГУ, 2014. – 28 с. **9.** Babichev D.T. Геометрический синтез и компьютерное исследование равнопрочных цилиндрических прямозубых передач / М.Г. Сторчак, Д.А. Бабичев // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2013. – С.309-315.

**Bibliography (transliterated): 1.** Kravchenko I.F. Jeksperimental'nye i teoreticheskie rezul'taty issledovaniya aviacionnyh zubchatykh peredach dlja dvigatelej pjatogo i shestogo pokolenij / A.B. Edinovich, V.A. Jakovlev, V.L. Dorofeev // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – No8(55). – Kharkov: KhAI, 2008. – P.129-134. **2.** Vulgakov Je.B. Teorija jevol'ventnyh zubchatykh peredach – Moscow: Mashinostroenie, 1995. – 320p. **3.** Barnett D.W. Load sharing in High Contact Ratio Thick Transmission Gearing / A.B. Agarwal, E.R. Braun // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 92(1990). – No2. – P.80-88. **4.** Stasilevich A.G., Supin V.V. Sozdanie transmisiy traktorov s zubchatymi peredachami mnogoparnogo zacepleniya // Vestnik NTU "KhPI": sb. nauchn. trudov. – Kharkov, 2011. – No29. – P.165-169. **5.** Babichev D.A. Analysis of evolvent spur gear vibroactivity of tooth friction power / A.A.Serebrennikov, V.V.Supin // Machine design, Vol.4(2012) No4. – P.205-208. **6.** Babichev D.T. Komp'juternoe modelirovanie raboty ploskih mehanizmov i mnogovariantnoe konstruirovanie odnostupenchatykh cilindricheskikh reduktorov // Teorija mehanizmov i mashin. 2011. – No2(18). – P.38-47. **7.** Babichev D.T. Analiz i sintez cilindricheskikh peredach v kurse "Prikladnaja mehanika" / A.V. Balin., V.N.Irkitova // Teorija i praktika zubchatykh peredach // Sbornik trudov Mezhdunarodnogo simpoziuma – Izhevsk: Izd-vo IzhGTU, 2013. – P.89-95. **8.** Babichev D.T. Narezanie jevol'ventnyh zubchatykh koles / A.N.Korolevskikh // Metodicheskie ukazaniya – Tjumen': Izdatel'skij centr BIK, TjumGNGU, 2014. – 28p. **9.** Babichev D.T. Geometricheskij sintez i komp'juternoe issledovanie ravnoprochnykh cilindricheskikh prjamozubykh peredach / M.G. Storchak, D.A. Babichev // Teorija i praktika zubchatykh peredach // Sbornik trudov Mezhdunarodnogo simpoziuma. – Izhevsk: Izd-vo IzhGTU, 2013. – P.309-315.

Поступила (received) 14.05.2015

УДК 621. 833

**В.А. БЕРЕЖНОЙ**, старший преподаватель каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";  
**Н.В. МАТЮШЕНКО**, к.т.н., доцент каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";  
**А.В. ФЕДЧЕНКО**, к.т.н., доцент кафедры ГМКГ НТУ "ХПИ"

### МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРЯМОЗУБОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Рассматривается методика экспериментального исследования шума для эвольвентных прямозубых передач. Показана актуальность решения данной задачи. Рассмотрены основные понятия и стандарты, необходимые для проведения экспериментальных исследований. Изучаются основные шумовые характеристики передачи: уровень звукового давления, интенсивность звука и акустическая мощность источника. Приводятся основные способы определения акустической мощности машины. Выбирается методика исследования шума редуктора и приводятся основные её положения.

**Ключевые слова:** эвольвентная прямозубая передача, шумовые характеристики, экспериментальная методика, акустическая мощность, звуковое давление, интенсивность звука.

**Введение.** В последние годы к зубчатым передачам стали предъявлять высокие требования по динамическим показателям, подразумевая вибрационные и шумовые характеристики машин. Эти вибрационные и шумовые процессы обычно определяются индивидуальными свойствами машины и представляют собой внешнее проявление возникающей при работе механизмов колебательной энергии [1, 2].

Колебательная энергия, возникшая в источнике на действующих узлах машины, а применительно к редукторам – в зубчатых колесах, распространяется по отдельным частям машины и, с одной стороны, через муфты и систему

© В.А. Бережной, Н.В. Матюшенко, А.В. Федченко, 2015