

УДК 621.833

М. О. Верецагин, соискатель
ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ С МАЛЫМИ ПЕРЕДАТОЧНЫМИ ОТНОШЕНИЯМИ

Вопросы проектирования спироидных передач с малыми (менее 10) передаточными отношениями рассматриваются в настоящей статье. Показано, что на начальном этапе проектирования – выборе схемы передачи – ключевыми являются коэффициенты наружного диаметра колеса и диаметра вершин витков червяка. Показана разница в выборе указанных коэффициентов в зависимости от передаточного отношения. Предложено использовать метод блокирующих контуров для рационального выбора указанных коэффициентов, в котором учитываются геометрические ограничения, а также основные показатели спироидной передачи. Представлен пример блокирующих контуров для большого и малого передаточных отношений. Даны рекомендации по выбору параметров спироидной передачи при малом передаточном отношении.

Ключевые слова: спироидная передача, выбор параметров, схема передачи, блокирующие контуры, геометрические ограничения.

Введение

Традиционный диапазон передаточных отношений i_{12} спироидной передачи 20...80, однако существуют механизмы, где применение спироидных передач с малыми i_{12} , менее 10, было бы перспективным, т. к. такие передачи обладают достоинствами перед аналогами – червячной и гипоидной передачами [1].

При проектировании передач важно на начальных этапах выбирать рациональные значения ряда ключевых параметров передачи, от которых зависят ее реализуемость и качественные характеристики. К таким ключевым параметрам в спироидной передаче относятся, в частности, коэффициенты наружного диаметра колеса K_{e2} и диаметра вершин витков червяка K_{a1} . При малых i_{12} выбор данных параметров имеет особенности ввиду более значительного влияния геометрических ограничений на качественные характеристики по сравнению с передачами при больших i_{12} (более 10), что делает существующую методику расчета спироидных передач [2] неподходящей для выбора параметров передач при малых i_{12} .

Схема проектирования идеальной спироидной передачи

Под идеальной спироидной передачей здесь понимается передача без учета факторов, действующих в реальном зацеплении, таких как погрешности изготовления и монтажа, деформации звеньев и другие. На рис. 1 и 2 показаны, соответственно, схема ортогональной спироидной цилиндрической передачи и процесс синтеза ее сопряженного зацепления [3]. Приведенные на рис. 1 параметры определяют общие габариты передачи. Здесь d_{e2} (внешний диаметр колеса) = $K_{e2}a_w$, d_{a1} (диаметр вершин витков червяка) = $K_{a1}a_w$, где K_{e2} и K_{a1} – коэффициенты соответствующих диаметров; P – полюсная точка с координатой z_p вдоль оси червяка, положение которой определяет осевой модуль витков червяка $m_x = 2a_w / [z_1 (i_{12} - 2z_p / d_{a1})]$ [4], где z_1 – число заходов червяка, B_1 и b_1 – удаление червяка от межосевой линии и длина его нарезанной части соответственно. Расчет геометрии червяка и колеса включает выбор вида червяка и геометрии его витков. Моделирование геометрии и кинематики зацепления включает

расчет таких характеристик, как координаты точек контактных линий, суммарная длина контактных линий l_{Σ} , коэффициент перекрытия ϵ , приведенные радиусы кривизны $\rho_{пр}$, скорость скольжения V_s , угол α_s между касательной к линиям сопряженного контакта и вектором V_s . Расчет основных показателей – сил, КПД и нагрузочной способности – является заключительным этапом процесса проектирования сопряженной спироидной передачи.

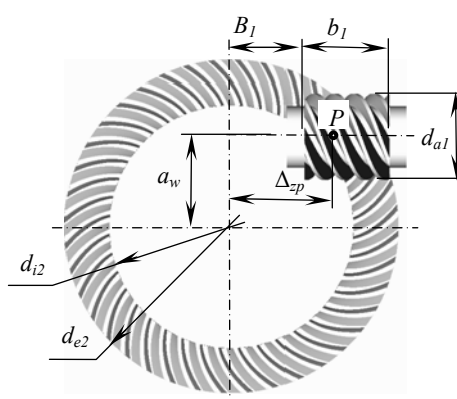


Рис. 1. Схема ортогональной спироидной цилиндрической передачи

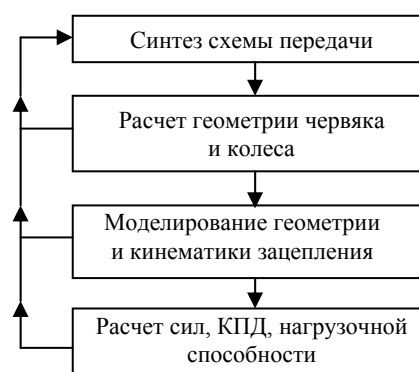


Рис. 2. Процесс проектирования идеальной спироидной передачи

Из практики проектирования спироидных передач известно, что коэффициенты K_{e2} и K_{a1}

оказывают заметное влияние на основные показатели передачи. Коэффициенты выбираются на начальном этапе проектирования, и от них зависит выбор остальных параметров. При увеличении K_{e2} при больших i_{12} растут силы в зацеплении, падают КПД и нагрузочная способность. При малых i_{12} изменение K_{e2} в широких диапазонах оказывает меньшее влияние (рис. 3). При этом увеличение K_{e2} расширяет возможности для принятия компоновочных, а также технологических решений, например обеспечить требуемую степень модификации рабочих поверхностей зубьев колеса, применить фрезу с меньшим числом заходов и т. д. С другой стороны, мы не можем бесконечно варьировать данные параметры, поскольку существуют ограничения. Перечислим основные из них:

- подрезание зуба колеса (интерференция 1-го рода, необходимым условием наличия которой является появление в зацеплении особых узловых точек контакта [5], и 3-го рода, условием которой является врезание торцевой кромки спироидного червяка в правильно сформированную часть левой рабочей поверхности зуба колеса за пределами дифференциальной окрестности точки сопряженного контакта);
- поднутрение витка червяка, когда при чистовой обработке витков червяка – шлифовании – скругленный участок производящего конуса формирует поднутрение основания витка;
- заострение зуба колеса и витка червяка;
- минимально допустимая жесткость тела червяка.

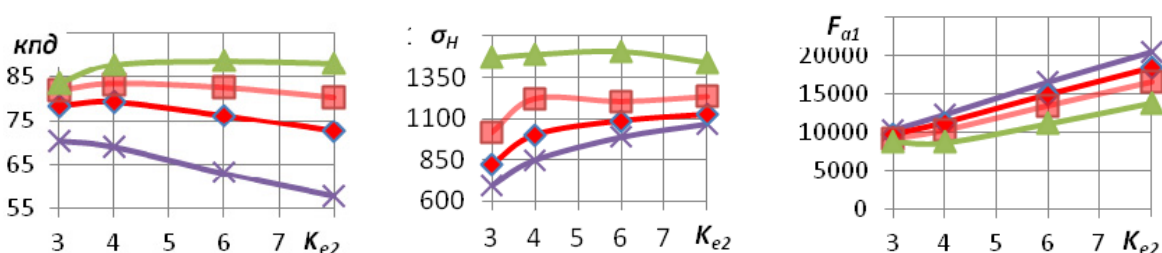


Рис. 3. Влияние K_{e2} на основные показатели спироидной передачи по левым боковым поверхностям при $d_{e2}=120$ мм и различных i_{12} : передаточное отношение (i_{12}): — 6 — 8 — 10 — 15

Блокирующие контуры и объект исследования

Влияние указанных ограничений на выбор коэффициентов K_{e2} и K_{a1} удобно представить в виде компактных графиков, названных нами блокирующими контурами по аналогии с методом, использованным для выбора коэффициентов смещения при проектировании эвольвентных передач [6–11]. Кстати, заметим, что метод блокирующих контуров для проектирования спироидных передач применен впервые в данной работе.

Главная идея блокирующего контура состоит в том, чтобы в виде некоторых линий на координатной плоскости коэффициентов K_{e2} и K_{a1} графически отобразить основные ограничения, соблюдение которых необходимо для кинематически правильной работы спироидной передачи. Построение блокирующего контура производится в следующей последовательности. Исследуется пространство значений данных параметров в интересующих интервалах. Неблагоприятное сочетание K_{e2} и K_{a1} (появление вышеуказанных ограничивающих дефектов в передаче) выделяется на области двух рассматриваемых параметров в виде точек. Точки, указывающие на появление определенного вида дефекта, соединяются характерной линией. Совокупность линий образует контур, внутри которого находится область допустимых значений коэффициентов K_{e2} и K_{a1} .

Помимо ограничений геометрического характера важно учитывать значения показателей передачи, которые тоже могут являться ограничениями. К таким показателям относятся: η – КПД передачи;

σ_H – герцевские контактные напряжения, рассчитанные в предположении о равномерном их распределении по полю зацепления; F_{r1} и F_{a1} – радиальная и осевая силы на червяке соответственно. Поскольку эти показатели также зависят от коэффициентов K_{e2} и K_{a1} , то, следовательно, могут быть отображены на плоскости K_{e2} и K_{a1} в виде соответствующих линий.

Для построения блокирующих контуров была выбрана ортогональная спироидная цилиндрическая передача низкоскоростного тяжело нагруженного спироидного редуктора. Поэтому расчеты выполнены для частоты вращения червяка 100 мин^{-1} и вращающего момента на колесе 500 Нм . Коэффициент трения в зацеплении принят равным $0,1$. Параметры передачи следующие: $d_{e2} = 120$, $d_{e1} = 92$, $i_{12} = 6$ и 20 , червяк *SZK1*, образованный производящим конусом. Расчеты основных показателей и выявление ограничений производились при помощи САПР/АСНИ спироидных передач «SPDIAL+» [12]. В выполненных исследованиях изменение K_{e2} достигалось варьированием значениями a_w , а изменение K_{a1} – значениями d_{a1} . Изолинии были построены по результатам обработки данных, полученных в результате расчета передач с помощью САПР/АСНИ «SPDIAL+». Углы профилей, коэффициенты высоты h_{a1} и ширины витка K_{α} выбирались с учетом вышеуказанных ограничений. Положение полюсной точки для $i_{12} = 6$ было выбрано $\Delta_{zp} = 0,15$ для уменьшения опасности подрезания, для $i_{12} = 20$ выбрано $\Delta_{zp} = 0,5$ для обеспечения более высоких основных показателей.

Результаты исследования

На рис. 4–6 представлены блокирующие контуры, построенные для исследуемых передач на плоскости K_{e2} и K_{a1} . Блокирующие контуры представлены линиями, соответствующими предельным состояниям передачи – заострение витка червяка (штриховая линия с двойным пунктиром), предельно допустимая толщина тела червяка (черная линия снизу), резкое увеличение влияния комплекса геометрических ограничений (поднутрение и заострение витка червяка, подрезание и заострение зуба колеса) (линия 1); для малых i_{12} – начало заострения зуба колеса на пятке или витка червяка (линия 2) и уменьшение модуля при одновременном увеличении сил (линия 3), для больших i_{12} – понижение основных показателей (линия 4). Границы блокирующих контуров обозначены штриховкой. Контуры также содержат дополнительные линии, соответствующие различным геометрическим ограничениям, – предельные углы по подрезанию, поднутрению витка червяка (рис. 4); основным – КПД и σ_H (рис. 5) и силовым – F_{r1} и F_{a1} (рис. 6) показателям. Блокирующие контуры для каждого i_{12} представлены тремя графиками, соответствующими определенной группе указанных ограничений или параметров и взаимно дополняющими друг друга. Также на всех блокирующих контурах присутствуют линии, соответствующие передачам с постоянным диаметром вершин витков червяка, что позволяет определять влияние различных факторов на коэффициент K_{e2} при неизменном K_{a1} , а также сравнивать передачи с различным i_{12} . На рис. 5 и 6 увеличением толщины линий, соответствующих основным и силовым показателям, показано увеличение значений соответствующих показателей.

Исследования блокирующих контуров (рис. 4–6) подтвердили, что при увеличении K_{e2} при больших i_{12} происходит заметное уменьшение нагрузочной способности и КПД, возрастает осевая сила на червяке. Уменьшение K_{e2} ограничено значением 3, что связано с особенностями геометрии спироидной передачи. При использовании диапазона значений K_{e2} от 3 до 4 возможно получить передачу без дефектов с наилучшими показателями. Поэтому данный диапазон является предпочтительным, что соответствует рекомендациям [13].

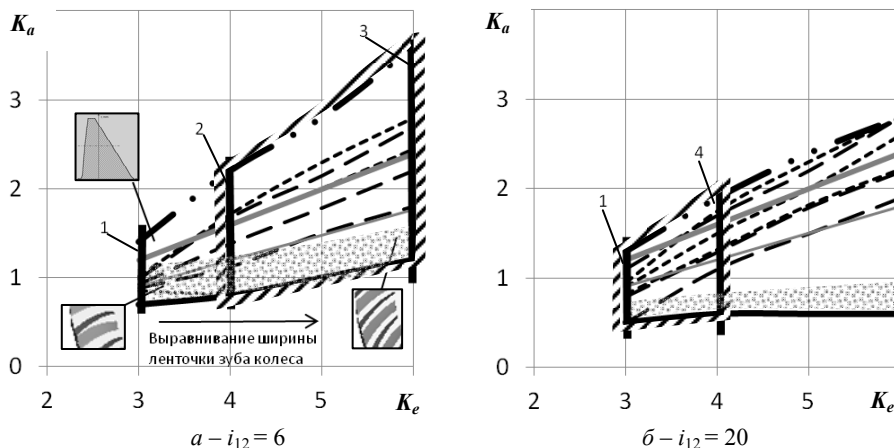
Увеличение K_{e2} при малых i_{12} влияет на нагрузочную способность и КПД передачи незначительно. При увеличении K_{e2} осевая сила на червяке возрастает, причем менее резко, чем при больших i_{12} . Ограничениями при выборе K_{e2} , в отличие от больших i_{12} , являются заострение зуба колеса на пятке и заострение витка червяка в области

значений K_{e2} от 3 до 4 (рис. 4, а). Причем заострение зуба колеса возникает по причине увеличения углов профиля червяка вследствие влияния подрезания по правой боковой поверхности зуба колеса (что не характерно для передач с большим i_{12}) и поднутрения витков червяка при меньших значениях K_{a1} , заострение витка – при больших K_{a1} . При увеличении K_{e2} происходит выравнивание ширины ленточки на вершине зуба колеса. Значение $K_{e2} = 6$ можно считать предельным, поскольку дальнейшее увеличение коэффициента не способствует улучшению показателей передачи. Продолжают увеличиваться силы, и уменьшается осевой модуль. Таким образом, предпочтительный диапазон значений K_{e2} находится при $i_{12} < 10$ в диапазоне от 4 до 6, что значительно отличается от передач при больших i_{12} .

Зона поднутрения витков червяка по правым боковым поверхностям при малых i_{12} имеет большие размеры, чем при больших i_{12} . Причем при малых i_{12} при малых K_{e2} и K_{a1} появляется также зона поднутрения витков червяка по левым боковым поверхностям. Как видно на рис. 4, зона поднутрения, линия минимально допустимой жесткости червяка, а также линия заострения витка червяка при малых i_{12} смещены к большим K_{a1} , т. е. диаметр червяка, в отличие от случая больших i_{12} , предпочтительно выбирать большим.

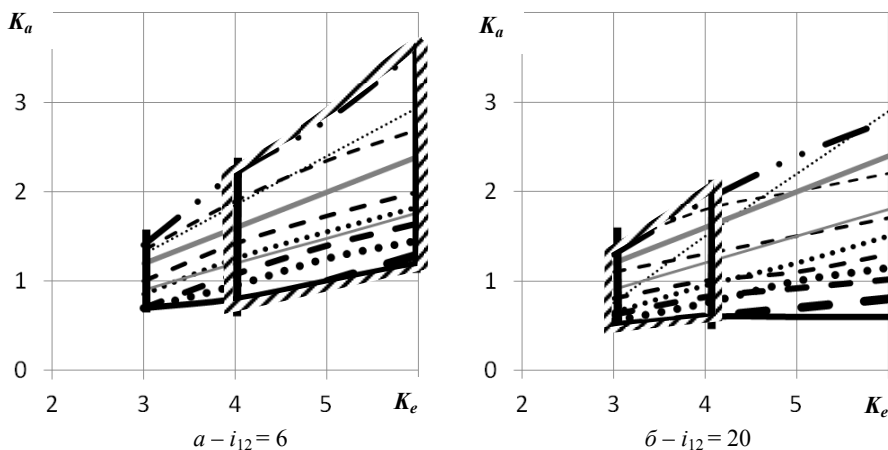
Влияние предельного угла профиля по подрезанию при малых i_{12} значительно увеличивается, однако, как видно на рис. 4 и 5, не вызывает заметного понижения нагрузочной способности и влияет на увеличение радиальной силы на червяке. Причем в диапазоне значений K_{e2} от 4 до 5 радиальная сила на червяке имеет наименьшее значение. Известно, что данная сила вызывает упругую деформацию звеньев, искажая правильный контакт, таким образом оказывая влияние на понижение нагрузочной способности передачи. Если при этом учитывать, что для малых i_{12} предпочтительно выбирать большие значения K_{a1} , то увеличение угла давления, опасное с точки зрения прогиба тела червяка, компенсируется увеличением диаметра червяка. Возвращаясь к влиянию предельного угла профиля, заметим, что при увеличении K_{e2} происходит его уменьшение, что может расширить возможности выбора параметров инструмента для обработки зубьев колеса.

По правым боковым поверхностям как при малых, так и при больших i_{12} происходит ухудшение основных показателей при увеличении K_{e2} . Причем при больших i_{12} ухудшение происходит более резко. При больших i_{12} возникает резкое увеличение радиальной силы, что отличается от малых i_{12} , где данная сила незначительно уменьшается.



Предельный угол по подрезанию (интерференция 1-го рода) по левым боковым поверхностям (снизу вверх $\alpha_{xlim}=25, 28, 32$)	α_{xlim}	
Пред. угол по подрезанию (интерференция 1-го рода) по правым	
Пред. угол по подрезанию (интерференция 3-го рода по левым (снизу вверх $\alpha_{xlim}=(25)^*, 28, 32. (25)^*$ – только для $i_{12}=20$)		— — — —
Заострение витка червяка		— — — —
Поднутрение витка червяка		▨
Минимально допустимая жесткость червяка ($[d_{al}] = 6m_x$) (нижняя линия)		— — — —
Вертикальные линии:		
комплекс ограничений – поднутрение и заострение витка червяка, подрезание и заострение зуба колеса	1	— — — —
начало заострения зуба колеса на пятке или витка червяка	2	— — — —
уменьшение модуля и увеличение сил	3	
понижение основных показателей	4	
Границы блокирующего контура		▨▨▨▨▨▨▨▨▨▨
Линии, соответствующие передачам с постоянным диаметром вершин витков червяка		
$d_{al} = 36$ (тонкая линия); $d_{al} = 48$ (толстая линия)		

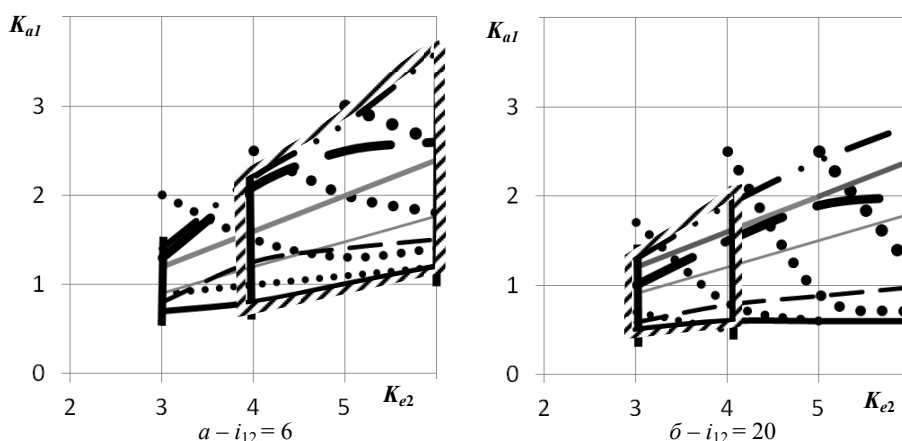
Рис. 4. Блокирующие контуры. Геометрические ограничения



Заострение витка червяка	— . . . —	Контактные напряжения*	σ_H	● ● ● ● ● ●
Минимально допустимая жесткость червяка ($[d_{al}] = 6m_x$) (нижняя линия)	— — — —	КПД*	η	— — — —
Границы блокирующего контура	▨▨▨▨▨▨▨▨▨▨	Вертикальные линии		см. рис. 4.
Линии, соответствующие передачам с постоянным диаметром вершин витков червяка				
$d_{al} = 36$ (тонкая линия); $d_{al} = 48$ (толстая линия)				

* Увеличением толщины линии показано увеличение значения показателя.

Рис. 5. Блокирующие контуры. Основные показатели для левых боковых поверхностей



Заострение витка червяка		Осевая сила на червяке*	F_{a1}	
Минимально допустимая жесткость червяка ($[d_{a1}] = 6m_x$) (нижняя линия)		Радиальная сила на червяке*	F_{r1}	
Границы блокирующего контура		Вертикальные линии	см. рис. 4.	
Линии, соответствующие передачам с постоянным диаметром вершин витков червяка				
$d_{a1} = 36$ (тонкая линия); $d_{a1} = 48$ (толстая линия)				

* Увеличением толщины линии показано увеличение значения показателя.

Рис. 6. Блокирующие контуры. Силовые показатели для левых боковых поверхностей

Заключение

Показаны результаты сравнительных исследований спироидных передач с разными i_{12} , позволившие акцентировать внимание на разнице в выборе ключевых параметров K_{e2} и K_{a1} на этапе проектирования сопряженного зацепления при больших и малых i_{12} .

Предложен метод блокирующих контуров, позволяющий на раннем этапе проектирования спироидной передачи выбирать рациональные значения указанных ключевых параметров при различных i_{12} . Блокирующие контуры дали возможность в компактном виде продемонстрировать зависимости между значениями параметров K_{e2} и K_{a1} и различными геометрическими ограничениями, основными и силовыми показателями, что позволило по-новому взглянуть на уже полученные результаты многочисленных теоретических и практических исследований в данном направлении [14–19 и др.], а также получить новую информацию, например, не только тенденцию увеличения или уменьшения того или иного показателя от изменения указанных параметров, но и характер этой тенденции при различных i_{12} .

Библиографические ссылки

1. Nelson W. D. Spiroid gearing. Parts 1, 2, 3. Machine design. Vol. 33 – USA. – 1961. – № 4. – P. 136–144. – № 5 – P. 93–106. – № 5. – P. 163–171.
2. Георгиев А. К., Гольдфарб В. И., Езерская С. В. Передачи спироидные с цилиндрическими червяками. Расчет геометрии. Методические рекомендации. – М. : ВНИИМаш Госстандарта СССР, 1977. – 86 с.
3. Гольдфарб В. И. Основы теории автоматизированного геометрического анализа и синтеза червячных передач общего вида : дис. ... д-ра техн. наук. – Устинов, 1985. – 417 с.
4. Георгиев А. К., Гольдфарб В. И. Аспекты геометрической теории и результаты исследования спироидных

передач с цилиндрическими червяками. Механика машин. – Вып. 31. – М. : Наука, 1972.

5. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. – М. : Наука, 1968. – 584 с.

6. Болотовский И. А., Безруков В. И., Васильева О. Ф. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / под ред. И. А. Болотовского. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1986. – 448 с.

7. Болотовский И. А., Гурьев Б. И., Смирнов В. Э., Шендерей Б. И. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии. – М. : Машиностроение, 1974. – 160 с.

8. Громан М. Б. Подбор коррекции зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1955. – № 2. – С. 4–15.

9. Вулгаков Э. Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М. : Машиностроение, 1995. – 320 с.

10. Гольдфарб В. И., Ткачев А. А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с. – (Библиотека инженера).

11. Kapelevich A., Shekhtman Yu. Area of existence of involute gears // Gear Technology, January/February. 2010, – P. 4–69.

12. Трубачев Е. С., Орешин А. В. САПР спироидных передач // Информационная математика. – 2003. – № 1 (3). – С. 159–165.

13. Георгиев А. К., Гольдфарб В. И., Езерская С. В. Передачи спироидные с цилиндрическими червяками. Расчет геометрии. Методические рекомендации. – М. : ВНИИМаш Госстандарта СССР, 1977. – 86 с.

14. Nelson W. D. Spiroid gearing. Parts 1, 2, 3. Machine design. Vol. 33 – USA. – 1961. – № 4. – P. 136–144. – № 5 – P. 93–106. – № 5. – P. 163–171.

15. Георгиев А. К., Гольдфарб В. И., Езерская С. В. Передачи спироидные с цилиндрическими червяками. Расчет геометрии. Методические рекомендации. – М. : ВНИИМаш Госстандарта СССР, 1977. – 86 с.

16. Гольдфарб В. И. Основы теории автоматизированного геометрического анализа и синтеза червячных пере-

дач общего вида : дис. ... д-ра техн. наук. – Устинов, 1985. – 417 с.

17. Георгиев А. К., Гольдфарб В. И. Аспекты геометрической теории и результаты исследования спироидных передач с цилиндрическими червяками. Механика машин. – Вып. 31. – М. : Наука, 1972.

18. Goldfarb V. I., Trubachev E. S., Glavatskikh D. V. Spiroid gears with small gear ratios. Some problems of design and

production // Proceedings of the International Conference on Gears, Munich, Germany, 2010. – P. 429–442.

19. Верецагин М. О. Особенности проектирования спироидной цилиндрической передачи при малом передаточном отношении // Теория и практика зубчатых передач. – 2014, с. 269–274.

Vereshchagin M. O., PhD Applicant, Kalashnikov ISTU

Features of parameter selection for spiroid gears with small gear ratios

Design issues for spiroid gears with small (less than 10) gear ratios are studied in this paper. It is shown that on the first design stage – selection of the gear scheme – the basic parameters are the coefficients of the gearwheel outer diameter and worm thread tips diameter. The difference in selecting the pointed coefficients depending on the gear ratio is shown. The method of blocking contours is proposed for the rational selection of the pointed coefficients, where geometrical restrictions and also basic factors of spiroid gears are considered. An example of blocking contours for big and small gear ratios is shown. Recommendations for selecting the parameters of spiroid gears with small gear ratios are given.

Keywords: spiroid gear, selection of parameters, gear scheme, blocking contours, geometrical restrictions

Получено: 20.11.15