

УДК 621.831.01

*А. М. Даньков, М. Э. Подымако, А. З. Иоффе, С. А. Дорошков*

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРАЛЬНОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА НА КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМОЙ ПЕРЕДАЧИ**

UDC 621.831.01

*A. M. Dankov, M. E. Podymako, A. Z. Ioffe, S. A. Doroshkov*

**THEORETICAL ASSESSMENTS OF THE EFFECT OF GEOMETRICAL PARAMETERS OF THE CENTRAL GEAR ON KINEMATIC CHARACTERISTICS OF PLANETARY CONTINUOUSLY ADJUSTABLE GEARING**

**Аннотация**

Представлены результаты исследования аналитических зависимостей для синтеза и анализа центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи при варьировании наиболее значимых его параметров в оптимальных диапазонах их изменения, отражающие характер взаимосвязей между параметрами планетарной передачи и степень влияния на эти связи других значимых параметров.

**Ключевые слова:**

планетарная плавнорегулируемая передача, кинематика, геометрические параметры, центральное зубчатое колесо.

**Abstract**

The paper presents the results of research on dependencies for synthesis and analysis of the central gear of a planetary continuously adjustable gearing with the most significant parameters of the central gear being varied in the optimum ranges of their change, which reflect the nature of relationships between parameters of the planetary gearing and the extent of influence of other significant parameters upon this correlation.

**Key words:**

planetary continuously adjustable gearing, kinematics, geometrical parameters, central gear.

Приведенные в [1] решения задач синтеза и анализа центрального зубчатого колеса представляют собой алгоритмы определения его максимального числа  $Z_{\max}$  зубьев при заданном минимальном числе зубьев  $Z_{\min}$  и числе секторов  $i_s$  в двух силовых потоках (при синтезе) и его минимально возможного числа зубьев  $Z_{\min}$  при заданном модуле зацепления  $m$ , максимальном числе зубьев  $Z_{\max}$ , числе зубчатых секторов  $i_s$ , значении коэффициента  $\varepsilon_s$  перекрытия секторов составного центрального зубчатого колеса (при анализе) (рис. 1).

На рис. 2...4 представлены результаты исследования аналитических зависимостей для синтеза центрального зубчатого колеса со следующими параметрами варьирования и диапазонами их изменения:

– число зубьев сателлита  $Z_{\text{sat}} = 18...30$ ;

– коэффициент перекрытия секторов (отношение суммы чисел зубьев всех секторов к максимальному условному числу зубьев центрального зубчатого колеса)  $\varepsilon_s = 0,8...1,2$ ;

– число зубчатых секторов  $i_s = 4...8$ ;

– разность между числом зубьев сателлита и условным минимальным

числом зубьев составного центрального зубчатого колеса  $\Delta_z = 1 \dots 5$ .

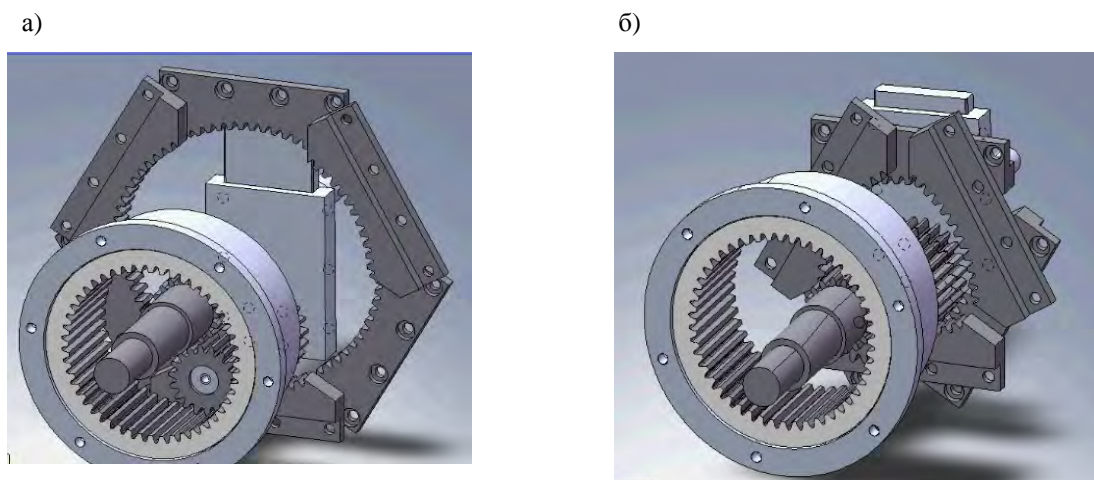


Рис. 1. Схема планетарной плавнорегулируемой передачи: а – центральное зубчатое колесо имеет максимальное число зубьев  $Z_{\max}$ ; б – центральное зубчатое колесо имеет минимальное число зубьев  $Z_{\min}$ .

Приведенные на рисунках графики отражают только характер зависимостей между параметрами планетарной передачи и степень влияния на эти зависимости других значимых параметров.

Так, число зубчатых секторов центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи является ее основополагающим конструктивным параметром, в значительной мере определяющим ее кинематические параметры, для констатации чего достаточно конструктивного анализа: количество секторов центрального зубчатого колеса определяет число пересопрежений сателлита с секторами различных силовых потоков при работе передачи как главного источника ее кинематической погрешности. При минимально возможном числе зубчатых секторов  $i_s = 4$  (см. рис. 2, а) передача будет иметь минимальные габариты и кинематические возможности, причем габариты передачи будут расти при уменьшении коэффициента торцового перекрытия секторов (последняя констатация характерна для любого  $i_s$ ). При  $i_s = 8$ , представляющимся верхним пределом количества секторов из-за чрезмерного конструк-

тивного усложнения передачи, габариты компоновочные и нагрузочные (определяемые числом зубьев сателлита), а также кинематические возможности передачи максимальны. Исходя же из экспериментальных проверок планетарной плавнорегулируемой передачи наиболее приемлемым представляется суммарное в двух силовых потоках число зубчатых секторов  $i_s = 6$ .

Кинематические возможности (передаточное отношение и диапазон его регулирования) планетарной плавнорегулируемой передачи будут в первую очередь определяться обеспечиваемой разностью  $\Delta_z$  чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита. Максимальными (при прочих равных условиях) они будут при  $\Delta_z = 1$ . В таком случае при фиксированном значении коэффициента торцового перекрытия секторов центрального зубчатого колеса максимальное число зубьев, а следовательно, возможности передачи как мультипликатора и ее габариты будут зависеть от числа зубьев сателлита, которое определяет в соответствии с методикой прочностного расчета эвольвентных зубчатых передач нагрузочную способ-

ность передачи. Графики (см. рис. 2, а) подтверждают это, причем увеличение максимального числа зубьев централь-

ного зубчатого колеса интенсифицируется по мере увеличения числа секторов центрального зубчатого колеса.

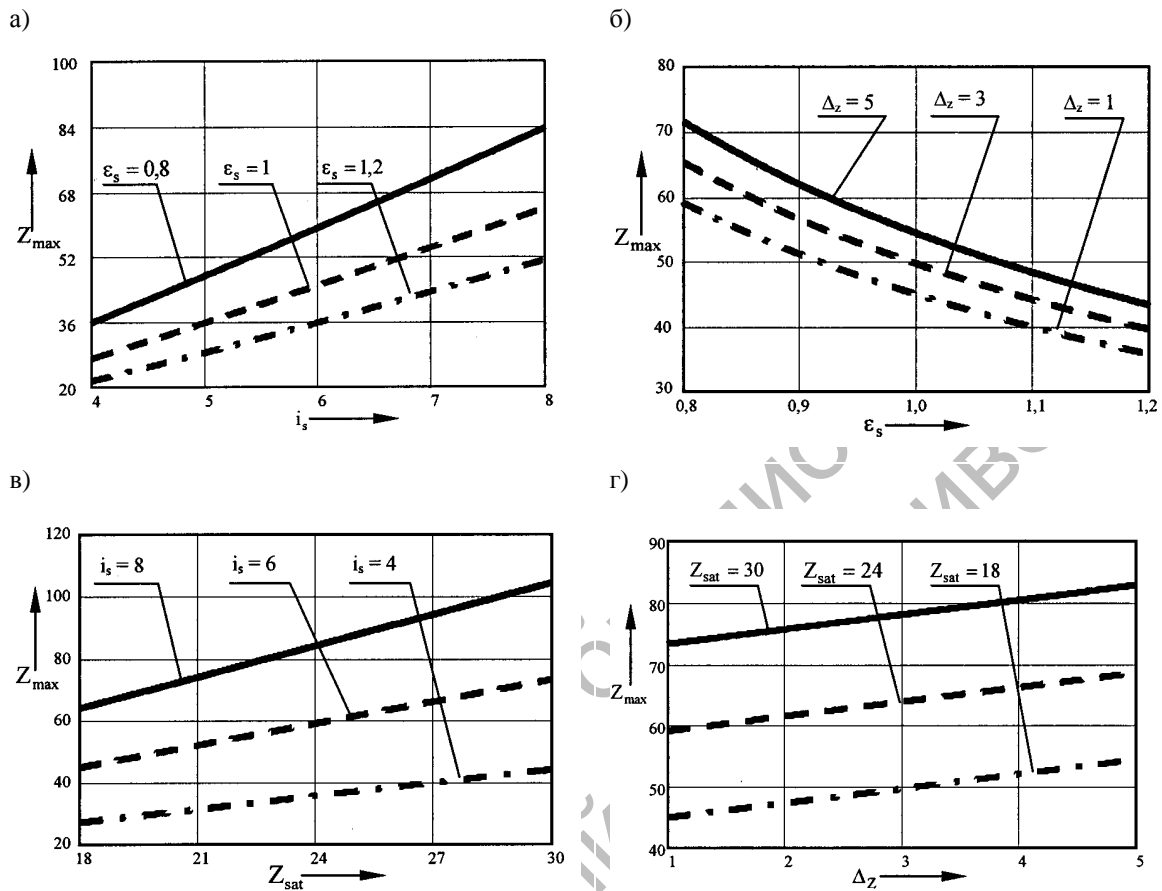


Рис. 2. Зависимость максимального числа зубьев центрального зубчатого колеса: а – от числа секторов (при  $Z_{sat} = 3$ ,  $\Delta_z = 3$ ); б – от коэффициента торцового перекрытия секторов (при  $i_s = 6$ ,  $Z_{sat} = 18$ ); в – от числа зубьев сателлита (при  $\epsilon_s = 1$ ,  $\Delta_z = 1$ ); г – от разности чисел зубьев центрального колеса и сателлита (при  $\epsilon_s = 6$ ,  $i_s = 1$ )

При выполнении классической двухколесной планетарной передачи с разностью чисел зубьев зубчатых колес, равной 1, сталкиваются с определенными, прежде всего технологическими, трудностями, способными отрицательно влиять на нагрузочную способность передачи. И простейший анализ, и опытная проверка свидетельствуют, что при выполнении планетарной плавнорегулируемой передачи эти трудности отсутствуют благодаря особенностям конструкции. Поэтому в плавнорегулируемой передаче влияние указанной разности чисел зубьев на основные параметры может быть оценено во всем эффек-

тивном диапазоне значений. Из анализа графиков (см. рис. 2, а) следует, что максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса увеличивается пропорционально разности чисел зубьев  $\Delta_z$  и, в свою очередь, пропорционально числу секторов центрального зубчатого колеса.

Коэффициент торцового перекрытия  $\epsilon_s$  секторов центрального зубчатого колеса при значениях меньше единицы определяет величину «зазора» между крайними зубьями зубчатых секторов при числе зубьев центрального зубчатого колеса, равном  $Z_{max}$ , который может быть перекрыт за счет неправильного

зацепления (включающего фазы кро-мочного зацепления) зубьев секторов с зубьями сателлита. Значения  $\varepsilon_s > 1$  ярко выраженного физического смысла не имеют, т. к. почти не оказывают влияния на эксплуатационные характеристики (плавность) передачи, а только определяют число «неиспользуемых» в процессе функционирования передачи зубьев. Поэтому принимать при проектировании планетарной плавнорегулируемой передачи значения  $\varepsilon_s > 1,2$  нецелесообразно.

Из анализа графиков (см. рис. 2, б) следует, что увеличение  $\varepsilon_s$  до рекомендуемого максимального значения ( $\varepsilon_s = 1,2$ ) ведет к уменьшению числа зубьев центрального зубчатого колеса. Усилению этой тенденции способствует уменьшение числа секторов центрального зубчатого колеса, что не стимулирует отступления от вышеприведенной рекомендации по выбору числа секторов ( $i_s = 6$ ).

Число зубьев сателлита (при выбранном модуле зацепления), наряду с шириной его зубчатого венца, определяет контактную прочность планетарных плавнорегулируемых передач, при проектировании которых также следует найти оптимальное конструктивное решение, являющееся компромиссом между габаритными размерами и нагрузочной способностью передачи. Графики (см. рис. 2, б) облегчают этот процесс, наглядно демонстрируя, что увеличение числа зубьев сателлита (нагрузочной способности передачи) ведет к неизбежному росту габаритов передачи, частично компенсируемому повышением коэффициента торцового перекрытия секторов, способствуют принятию первоначальных оценок параметров проектируемой передачи, подлежащих уточнению в ходе ее создания.

Полученные ранее результаты исследования аналитических зависимостей для синтеза центрального зубчатого колеса однозначно свидетельствуют

ли о положительном влиянии коэффициента торцового перекрытия секторов на габариты проектируемой передачи при изменении характеристик центрального зубчатого колеса. Приведенные на рис. 2, б графики подтверждают отмеченную тенденцию, одновременно свидетельствуя об увеличении максимального числа зубьев центрального зубчатого колеса при росте значения разности чисел зубьев последнего и сателлита. Интерес для проектанта и исследователя подобных передач представляет интенсивность влияния вышеуказанных факторов на конечный результат, прежде всего габаритных размеров передачи, имеющих, с учетом возможной области применения этих передач, немаловажное, если не перво-степенное, значение.

Следует также обратить внимание на оценки влияния параметров сателлита на характеристики передачи. Минимальное число зубьев сателлита в планетарной плавнорегулируемой передаче определяется не формой зуба (отсутствием подрезания), а двухпоточной конструкцией сателлита и используемого при этом компенсатора. Из анализа графиков (см. рис. 2, в) следует, что необоснованно увеличивать число зубьев сателлита не следует, т. к. растут максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса и габариты передачи. Необходимо отметить, что и в этом случае сохраняется характер влияния коэффициента торцового перекрытия – при его увеличении максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса уменьшается.

Характер влияния сохраняется и при изменении числа секторов этого колеса. Это подтверждается графиками (см. рис. 2, в) – увеличение конструктивных параметров сателлита и центрального зубчатого колеса приводит прежде всего к увеличению габаритов передачи.

Влияние изменения числа зубьев сателлита на максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса ста-

новится более интенсивным при изменении разности чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита, как это следует из графиков на рис. 2, в.

Графики на рис. 2, г свидетельствуют о неизменности характера влияния увеличения разности чисел зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса на максимальное число зубьев центрального зубчатого колеса, интенсивность которого изменяется при различных значениях коэффициента торцового перекрытия секторов, числа секторов центрального зубчатого колеса и числа зубьев сателлита.

Результаты исследования аналитических зависимостей для анализа центрального зубчатого колеса передачи представлены ниже. При заданных параметрах зубчатого колеса-заготовки для изготовления секторов центрального зубчатого колеса его минимально достижимое число  $Z_{\min}$  зубьев будет определять преобразующую способность передачи при работе в режиме редуктора, не характеризуя нагрузочную способность передачи, т. к. приведенный радиус кривизны зависит, наряду с числом зубьев сателлита, от максимального числа  $Z_{\max}$  зубьев центрального зубчатого колеса (число зубьев колеса-заготовки). Поскольку в проектируемой передаче по тем или иным соображениям принимаются конкретные значения параметров, в различной степени определяющих эксплуатационные характеристики передачи, необходимо установить характер и интенсивность их влияния.

Если увеличение в приемлемом диапазоне значений коэффициента торцового перекрытия  $\varepsilon_s$  зубчатых секторов центрального зубчатого колеса способствовало уменьшению его максимального числа зубьев, то характер влияния этого увеличения на его минимальное число зубьев носит обратный характер, уменьшая тем самым преобразующую способность передачи. Особенно сильно это проявляется при фик-

сированном максимальном числе зубьев и числе зубчатых секторов центрального зубчатого колеса  $i_s = 8$  и  $\varepsilon_s = 1,2$  (см. рис. 3, а). При  $\varepsilon_s = 0,8$  и  $i_s = 8$  минимальное число зубьев центрального зубчатого колеса опускается в область гипотетических значений.

С увеличением размеров зубчатого колеса-заготовки (графики на рис. 3, а) минимально достижимое число зубьев центрального зубчатого колеса также растет, причем этот рост интенсифицируется с увеличением  $\varepsilon_s$ .

При максимальном числе секторов центрального зубчатого колеса  $i_s = 8$  даже при значении коэффициента торцового перекрытия  $\varepsilon_s = 1,2$  (графики на рис. 3, б) минимальное число зубьев центрального зубчатого колеса устремляется в область гипотетических значений, не позволяющих спроектировать двухпоточный сателлит с удовлетворительно работающим компенсатором.

Аналогично в область неудовлетворительных по компоновочным соображениям значений  $Z_{\min}$  (графики на рис. 3, б) попадают центральные зубчатые колеса, заготовки которых имеют близкие к предельным значения  $Z_{\max} = 80$  при числе зубчатых секторов  $i_s = 8$ .

Как отмечалось,  $Z_{\min}$  растет с увеличением числа зубьев  $Z_{\max}$  колеса-заготовки для изготовления зубчатых секторов. Эта тенденция подтверждается и графиками (см. рис. 3, в), из анализа которых следует, что значения  $Z_{\max}$ , близкие к 40, являются неприемлемыми по конструктивным соображениям (особенно при  $\varepsilon_s = 0,8$ ). При числе зубчатых секторов центрального зубчатого колеса  $i_s = 4$  приемлемые значения  $Z_{\min}$  достигаются даже при числе зубьев колеса-заготовки  $Z_{\max} = 40$ . С увеличением  $i_s$  до 8 (см. рис. 3, в) приемлемые значения  $Z_{\min}$  получаются только при значениях  $Z_{\max}$ , близких к 70.

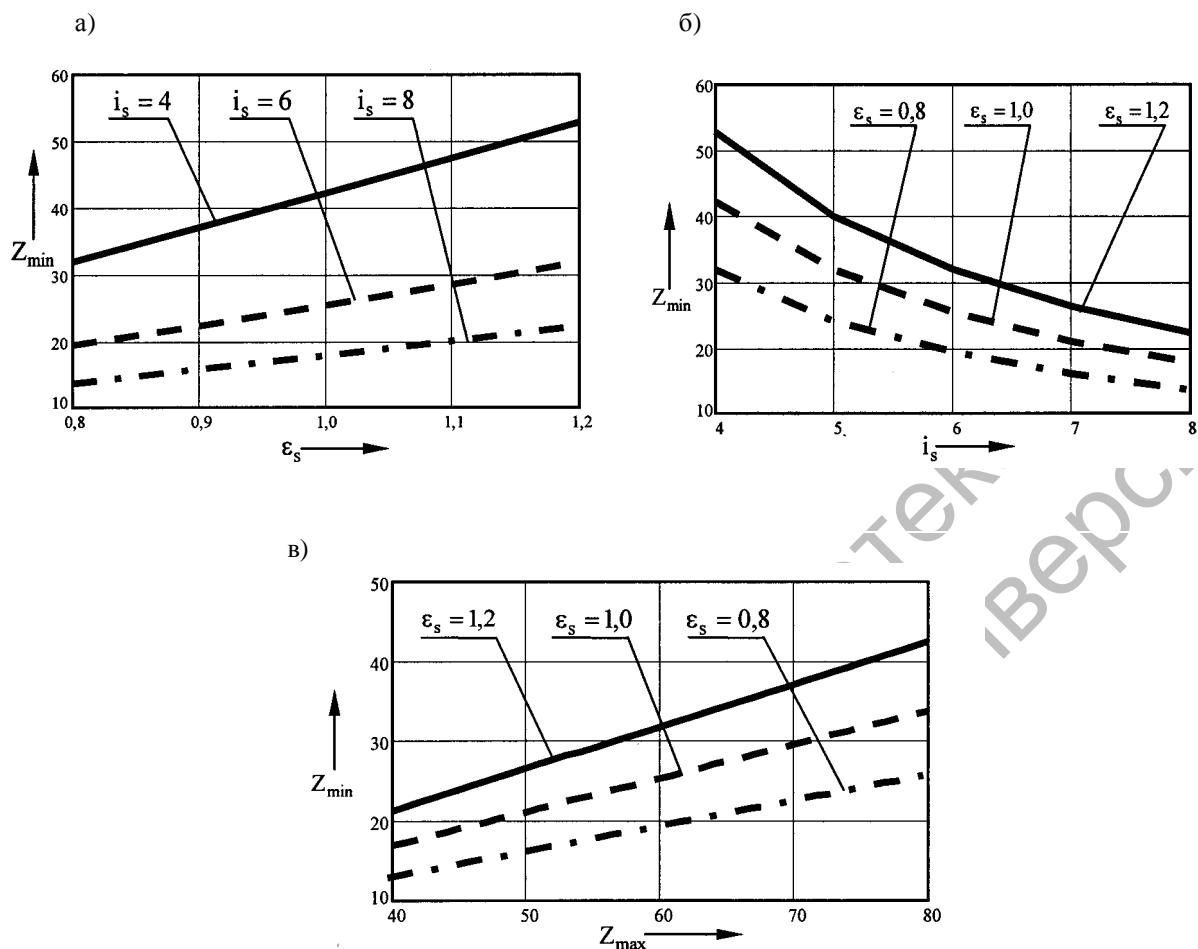


Рис. 3. Зависимость минимального числа зубьев центрального зубчатого колеса: а – от коэффициента торцового перекрытия секторов (при  $Z_{\max} = 60$ ); б – от числа секторов (при  $Z_{\max} = 60$ ); в – от максимального числа зубьев центрального зубчатого колеса (при  $i_s = 6$ )

Общеизвестно, что главной кинематической характеристикой любой плавнорегулируемой передачи является диапазон регулирования, расширение которого желательно почти во всех случаях ее применения. В планетарной плавнорегулируемой передаче, для которой значения диапазона регулирования  $D = 15 \dots 20$  – норма, значения  $D$  уменьшаются с увеличением коэффициента торцового перекрытия секторов центрального зубчатого колеса и тем скорее, чем меньше число его секторов (графики на рис. 4, а).

Графики (см. рис. 4, а), на которых иллюстрируется уменьшение значений диапазона регулирования при увеличе-

нии коэффициента торцового перекрытия секторов центрального зубчатого колеса, ускоряющееся с ростом числа зубьев колеса-заготовки, подтверждают полученные результаты исследования аналитических зависимостей для анализа центрального зубчатого колеса.

Известно, что наибольшая преобразующая способность двухколесной планетарной передачи достигается при разности чисел зубьев зубчатых колес, равной 1. Это подтверждается и графиками на рис. 4, а, на которых отражено резкое падение значений диапазона регулирования при увеличении этой разности, причем влияет также рост коэффициента торцового перекрытия секторов.

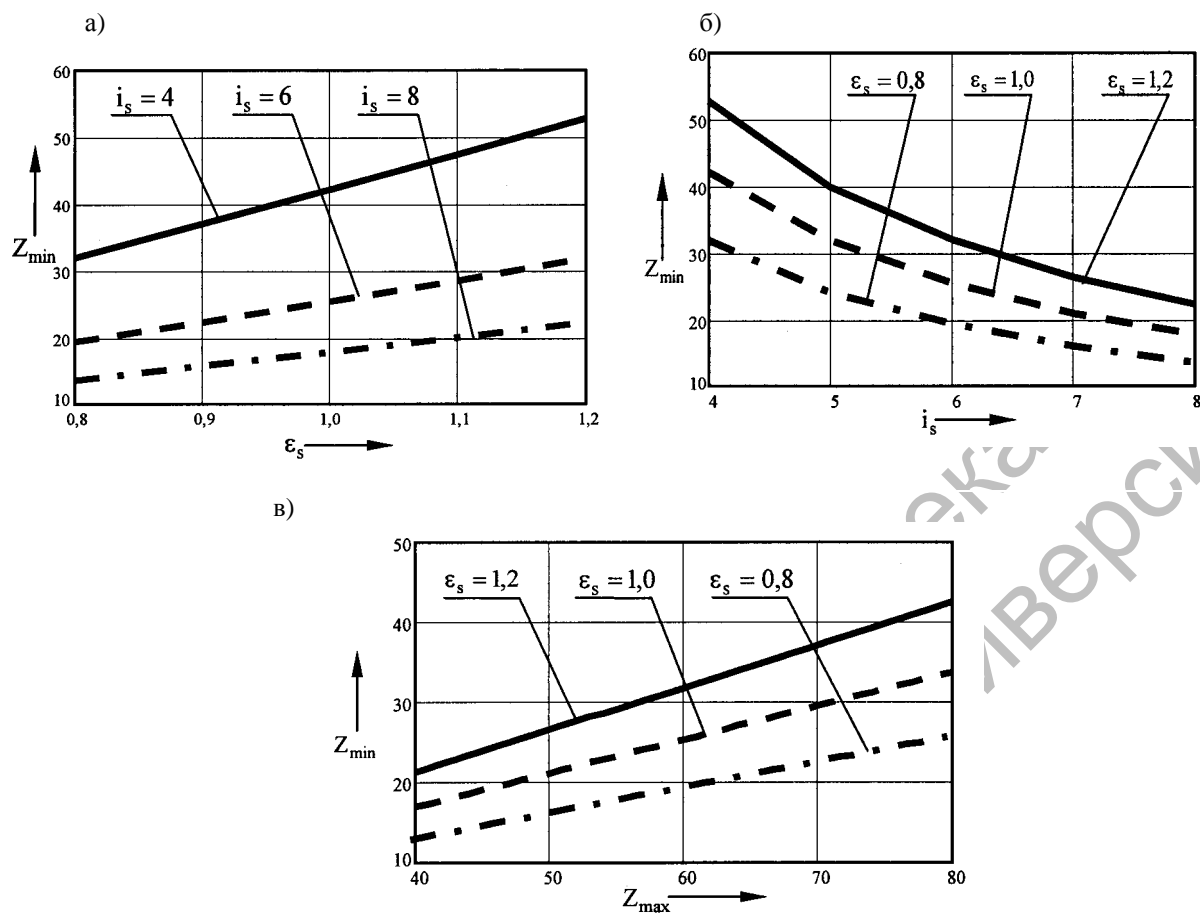


Рис. 4. Зависимость диапазона регулирования планетарной плавнорегулируемой передачи: а – от коэффициента торцового перекрытия секторов центрального зубчатого колеса (при  $Z_{\max} = 60$ ); б – от числа секторов центрального зубчатого колеса (при  $Z_{\max} = 60$ ); в – от максимального числа зубьев центрального зубчатого колеса (при  $i_s = 6$ )

Интерес представляет и нелинейный характер влияния количества зубчатых секторов центрального зубчатого колеса на величину диапазона регулирования, который увеличивается с ростом числа секторов. Наибольшие значения диапазона регулирования достигаются при коэффициенте торцового перекрытия  $\epsilon_s = 0,8$  (см. рис. 4, б).

Как видно на графиках (см. рис. 4, б), рост количества секторов центрального зубчатого колеса при различных значениях числа зубьев колеса-заготовки положительно влияет на величину диапазона регулирования (он увеличивается), особенно при  $Z_{\max} = 80$ , только при отсутствии ограничений габаритов передачи.

Значительное влияние на величину

диапазона регулирования передачи (см. рис. 4, б) оказывает разность чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита. При разности, равной 1, значения диапазона регулирования превышают 40, но для этого необходимо чрезмерно усложнить конструкцию центрального зубчатого колеса, увеличив число его секторов до 8.

На величину диапазона регулирования также влияет число зубьев колеса-заготовки (см. рис. 4, б). При его малых значениях ( $Z_{\max} = 40$ ) диапазон регулирования принимает значения от 4,5 (при  $\epsilon_s = 1,2$ ) до 10 (при  $\epsilon_s = 0,8$ ), т. е. находится в интервале значений, актуальных для автомобильных трансмиссий при приемлемых габаритных размерах. С увеличением числа зубьев коле-

са-заготовки до 80 диапазон регулирования может достигать до 18 при  $\varepsilon_s = 0,8$ . Отрабатывая при проектировании планетарных плавнорегулируемых передач диапазон регулирования, следует помнить, что при максимальном числе зубьев центрального зубчатого колеса, не превышающем двукратное число зубьев сателлита, диапазон регулирования находится в зоне редуцирования, а при больших значениях максимального числа зубьев диапазон регулирования растет за счет расширения зоны мультипликации.

Диапазон регулирования передаточного отношения, помимо числа зубьев колеса-заготовки, как видно из рис. 4, в, определяется также числом секторов центрального зубчатого колеса, принимая наибольшие значения при числе секторов  $i_s = 6 \dots 8$  (первое значение является предпочтительным по компоновочным соображениям).

Кроме того, диапазон регулирования плавнорегулируемой передачи растет с увеличением ее преобразующей способности, в первую очередь зависящей от разности чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита (см. рис. 4, в). При разности  $\Delta_Z = 1$  диапазон регулирования в интервале приемлемых значений  $Z_{\max}$  изменяется в пределах  $D = 24 \dots 47$ . При увеличении  $\Delta_Z$  до 3 значения диапазона регулирования уменьшаются более, чем в 2 раза.

При варьировании разности чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита диапазон регулирования изменяется по нелинейному закону (см. рис. 4, в), значительно (примерно в 4 раза) уменьшаясь при  $\Delta_Z = 5$ , что может влиять на проектирование конкретных передач. При этом изменение коэффициента торцового перекрытия секторов центрального зубчатого колеса (особенно при значениях, превышающих 1) также способствует уменьшению диапазона регулирования.

Изменение числа зубчатых секто-

ров (см. рис. 4, б) почти не влияет на характер диапазона регулирования (см. рис. 4, в) при изменении  $\Delta_Z$ . Следует отметить близкие значения диапазона регулирования при числе зубчатых секторов 6 и 8, причем первое значение, не приводящее к усложнению конструкции центрального зубчатого колеса, предпочтительно.

В интервале приемлемых значений разности чисел зубьев центрального зубчатого колеса и сателлита ( $\Delta_Z = 1 \dots 5$ ) удовлетворительные для автомобильных трансмиссий значения диапазона регулирования достигаются при числе зубьев колеса-заготовки, равном 40. Максимальные значения диапазона регулирования соответствуют условиям максимальной преобразующей способности передачи ( $\Delta_Z$  минимальна). С ростом  $Z_{\max}$  значения диапазона регулирования растут.

Достоинствами описанной планетарной плавнорегулируемой передачи являются конструктивная простота, неподвижность регулируемого составного зубчатого колеса, благоприятная форма центрального зубчатого колеса, способствующая исключению заклинивания сателлита без коррекции параметров исходного контура при малой разности зубьев этого колеса и сателлита. Конструктивные проблемы подобной передачи – необходимость балансировки сателлита и синхронизации радиальных перемещений сателлита и зубчатых секторов центрального зубчатого колеса, а также съём вращения с сателлита и сообщение его ведомому валу при любом значении передаточного отношения. Поскольку передачи имеют явные достоинства, а проблемы не являются неразрешимыми, то плавнорегулируемые планетарные передачи следует признать перспективными для использования в приводах технологического оборудования и в трансмиссиях транспортных средств. Приведенные в статье результаты анализа аналитических зависимо-



стей для анализа и синтеза центрального зубчатого колеса значительно облегчат выбор геометрических параметров планетарной плавнорегулируемой передачи для конкретных случаев ее применения.

### Выводы

1. Аналитические зависимости для синтеза центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи позволяют определять глубину области мультипликации и эффективные интервалы изменения параметров передачи:  $Z_{\text{sat}} = 18 \dots 30$ ;  $\varepsilon_s = 0,8 \dots 1,2$ ;  $i_s = 4 \dots 8$ ;  $\Delta_Z = 1 \dots 5$ ;  $Z_{\text{max}} = 40 \dots 100$ .

2. Аналитические зависимости для анализа центрального зубчатого колеса позволяют определять глубину области редуцирования, обеспечивае-

мой принятыми параметрами планетарной плавнорегулируемой передачи, и интервалы изменения минимального числа зубьев центрального зубчатого колеса  $Z_{\text{min}} = 10 \dots 60$  и диапазона регулирования  $D = 10 \dots 45$ , охватывая при этом более широкую область значений диапазона регулирования, чем известные аналоги.

3. Благодаря своим кинематическим характеристикам и конструктивным параметрам рассмотренная и описанная выше передача потенциально может служить базой для создания коробок передач для трансмиссий автомобилей различной грузоподъемности, а также быть рекомендованной для использования в плавнорегулируемых приводах технологического оборудования.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Даньков, А. М. Синтез и анализ составного центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи нового типа / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 2. – С. 38–42.

*Статья сдана в редакцию 29 января 2013 года*

**Александр Михайлович Даньков**, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-41-74-23.

**Максим Эдуардович Подымако**, начальник бюро, Могилевский завод лифтового машиностроения. Тел.: +375-292-41-99-97.

**Алла Зейликовна Иоффе**, аспирант, Белорусско-Российский университет.

**Сергей Андреевич Дорошков**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Aleksandr Mikhailovich Dankov**, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Тел.: +375-297-41-74-23.

**Maxim Eduardovich Podymako**, Head of the Department, Mogilev Plant of Lifting Machinery. Тел.: +375-292-41-99-97.

**Alla Zeylikovna Ioffe**, PhD student, Belarusian-Russian University.

**Sergey Andreyevich Doroshkov**, student, Belarusian-Russian University.