

ISSN 0320-9601

Антенны

0320-9601@radiotec.ru

Выпуск 10 (185)
2012

В номере:

*Перспективные пути совершенствования
антенных систем управления антеннами
и автономными объектами*

*Расчет параметров поверхности
с высоким импедансом
для низкопрофильных антенн*

*Расчет линз Френеля
для антенн субмиллиметрового диапазона
и др.*



тел./факс: +7(495) 625-92-41
<http://www.radiotec.ru>

Основан в 1966 г. А. А. Пистолькорсом
Включен в Перечень ВАК

Антенны

Научно-технический и теоретический журнал

Выпуск 10 (185) 2012

Содержание

Главный редактор
д.т.н., проф. А.П. Курочкин

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л. П. Андрианова
д.т.н., проф. В. Б. Авдеев
д. т. н., проф. В. С. Верба
д.т.н., проф. А. Д. Виноградов
(зам. гл. редактора,
г. Воронеж)
д.т.н., проф.
Д. И. Воскресенский
акад. РАН Ю. В. Гуляев
д.т.н., проф. Д. Ф. Зайцев
д.т.н., проф. В. А. Каплун
д.т.н., проф. А. И. Козлов
д.т.н., проф. В. А.Кашин
И. Г. Волкова
д.ф.-м.н., проф.
О. С. Литвинов
к.ф.-м.н. В. Ф. Лось
(1-й зам. гл. редактора,
Москва)
д. т. н., проф. В. П. Мещанов
д.т.н., проф. В. Н. Митрохин
д.т.н., проф. В. А. Обуховец
(зам. гл. редактора,
г. Таганрог)
д.т.н., проф. О. Ю. Перфилов
д.т.н., проф. С. Б. Раевский
д. т. н., проф. В. А. Сарычев
к.т.н. А. В. Шишлов
д.т.н., проф. Я. С. Шифрин
д. т. н., К. С. Щеглов
д.т.н., проф. В. В. Чебышев

АНТЕННЫЕ РЕШЕТКИ

Фазированные антенные решетки морских разведчиков. **Кольцов Ю. В.** 3

ФИДЕРНЫЕ УСТРОЙСТВА

Аналоговый фазовращатель С-диапазона с малой модуляцией амплитуды и цифровым управлением. **Задорожный А. И.** 11

Представление поля излучения полусубконечного круглого диэлектрического волновода в виде разложения по базису Гаусса–Лаггера.

Бабкин А. А., Белов Ю. Г., Раевский А. С., Щербаков В. В. 16

АНТЕННЫ СО СПЕЦИАЛЬНОЙ ФОРМОЙ ДН

Печатная двухслойная отражательная антенная решетка миллиметрового диапазона с диаграммой направленности специальной формы.

Балландович С. В., Костиков Г. А., Сугак М. И. 22

КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА АНТЕННЫХ И ФИДЕРНЫХ УСТРОЙСТВ

Проектирование механических устройств на основе волнового движения для систем управления антеннами и автономными объектами.

Васин В. А., Ивашов Е. Н., Степанчиков С. В., Черноусова А. С. 28

ПЕЛЕНГАТОРНЫЕ АНТЕННЫ

Перспективные пути совершенствования антенных систем и математического обеспечения комплексов радиоконтроля. **Рембовский Ю. А.** 37

ПОЛОСКОВЫЕ ПЕЧАТНЫЕ АНТЕННЫ

Расчет параметров поверхности с высоким импедансом для низкопрофильных вибраторных антенн. **Гринев А. Ю., Ильин Е. В., Волков А. П.** 57

АНТЕННЫ МИЛЛИМЕТРОВЫХ ВОЛН

Расчет линз Френеля для антенн субмиллиметрового диапазона. **Кольцов М. В., Раевский А. С., Раевский С. Б.** 63

Конструкции и технологии производства антенных и фидерных устройств

УДК 621.396.6

Проектирование механических устройств на основе волнового движения для систем управления антеннами и автономными объектами¹

© Авторы, 2012

В. А. Васин – к. т. н., доцент, Московский институт электроники и математики НИУ ВШЭ

E-mail: ienmiem@mail.ru

Е. Н. Ивашов – д. т. н., проф., Московский институт электроники и математики НИУ ВШЭ

E-mail: vacuumwa@list.ru

С. В. Степанчиков – к. т. н., доц., Московский институт электроники и математики НИУ ВШЭ

E-mail: vacuumwa@ya.ru

А. С. Черноусова – инженер, Московский институт электроники и математики НИУ ВШЭ

Изложена методика расчета основных параметров волновых зубчатых передач, работающих в условиях атмосферы, агрессивной газовой среды и вакуума. Рассмотрены особенности применения устройств на основе волнового движения. Отмечены преимущества волновых зубчатых передач по сравнению с другими видами передач.

Ключевые слова: устройства на основе волнового движения, волновая зубчатая передача, планетарный генератор волн, кулачковый генератор волн, гибкий элемент волновой передачи, методика расчета.

In this article the method of calculating the basic parameters of the wave transmission, working in an atmosphere of aggressive atmosphere and vacuum. The characteristics of devices based on wave motion. The advantages of the wave transmission compared to other transmissions.

Keywords: devices based on wave motion, wave gearing, planetary wave generator, cam-wave generator, flexible element of the wave transmission, method of calculation.

Особенности применения устройств на основе волнового движения. В последнее время устройства на основе волнового движения получили широкое распространение во многих отраслях машино- и приборостроения. Большой кинематический эффект при малых габаритах и рациональной компоновке, возможность осуществления передачи механического движения через герметичные стенки и ряд других преимуществ привлекли к устройствам на основе волнового движения (волновым передачам с гибкими звеньями) особое внимание специалистов, ведущих разработки в области аэрокосмической, радиоэлектронной, ядерной, тонкой химической и других отраслях техники.

Волновые передачи могут быть фрикционными, зубчатыми, винтовыми и т.д. Наибольшее распространение получили волновые зубчатые передачи. Благодаря функциональным особенностям работы, они широко применяются в механизмах

систем управления антеннами, летательными аппаратами и различными автономными объектами.

Рассмотрим особенности расчета основных параметров волновых зубчатых передач, работающих в условиях атмосферы, агрессивной газовой среды и вакуума. Температурный интервал эксплуатации волновых передач от 223 до 323 К (от – 50 до + 50 °С).

Волновая передача состоит из трех основных элементов – генератора волн 1, гибкого элемента 2 и жесткого колеса 3 (рис. 1).

Генератором волн волновой передачи называется элемент, создающий волну деформации в гибком элементе волновой передачи.

Планетарным генератором волн (рис. 2) называется генератор волн, имеющий собственное передаточное число.

Гибким элементом волновой передачи называется элемент в виде цилиндрической трубы или

¹ Статья выполнена членами Российского научно-технического общества.

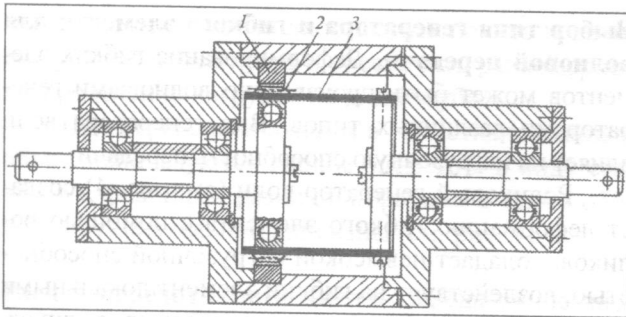


Рис. 1. Малогабаритная приборная волновая зубчатая передача

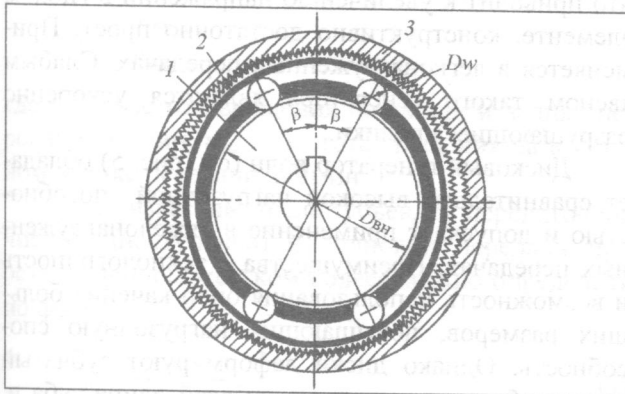


Рис. 2. Поперечный разрез волновой передачи с планетарным генератором волн: 1 – планетарный генератор волн; 2 – гибкий элемент; 3 – жесткое колесо

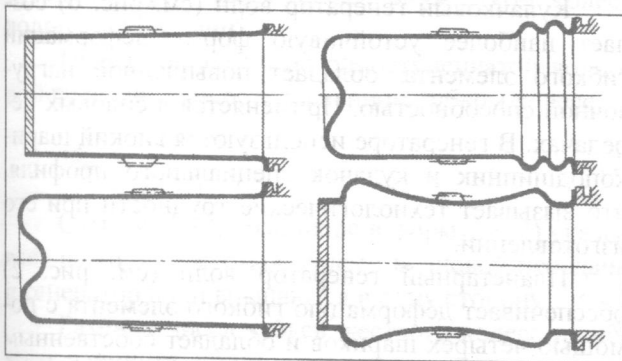


Рис. 3. Гибкие элементы для передачи движения в герметизированный объем

оболочки отрицательной кривизны, имеющий зубчатый венец на наружной поверхности (рис. 1 и 3).

Жестким колесом волновой передачи называется кольцевой элемент, имеющий на внутренней поверхности зубчатый венец, причем зубья жесткого колеса или гибкого элемента входят в зацепление под действием генератора волн.

Роликовым генератором волн называется такой генератор, который создает волну деформации в гибком элементе с помощью двух или более роликов, которые представляют собой обычные радиальные шарикоподшипники 1 (рис. 4).

Дисковым генератором волн называется такой генератор, который создает волну деформации в

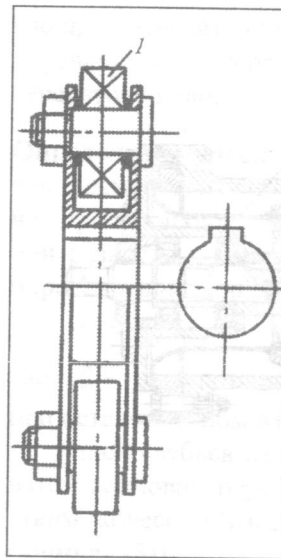


Рис. 4. Роликовый генератор волн: 1 – ролики

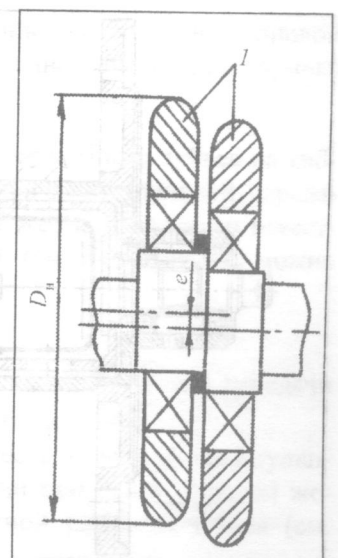


Рис. 5. Дисковый генератор волн: 1 – диски

гибком элементе с помощью двух дисков 1, оси вращения которых имеют некоторый эксцентриситет (рис. 5).

Кулачковым генератором волн называется такой генератор, который создает волну деформации в гибком элементе с помощью гибкого шарикоподшипника 1, насаженного на кулачок 2 специального профиля (рис. 6).

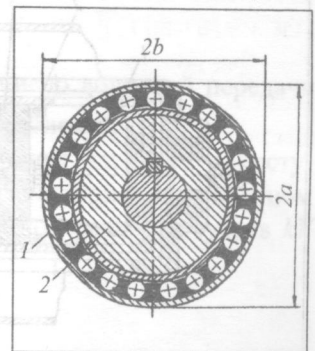


Рис. 6. Кулачковый генератор волн: 1 – гибкий шарикоподшипник; 2 – кулачок

Волновые передачи могут использоваться как в качестве редукторов (рис. 7), так и в качестве вводов вращения (рис. 8, 9).

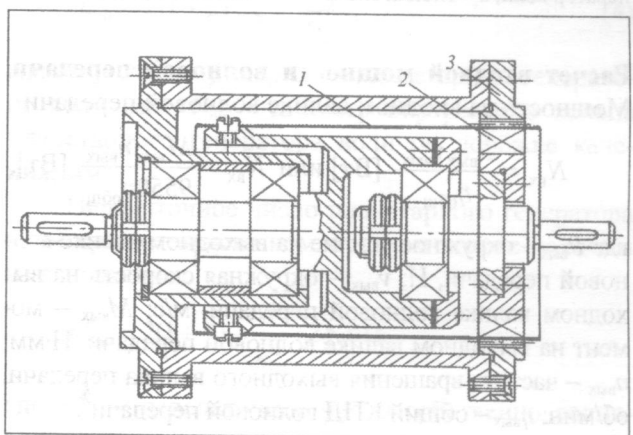


Рис. 7. Волновая зубчатая передача с размерами, уменьшенными в осевом направлении: 1 – гибкий элемент; 2 – генератор волн; 3 – жесткое колесо

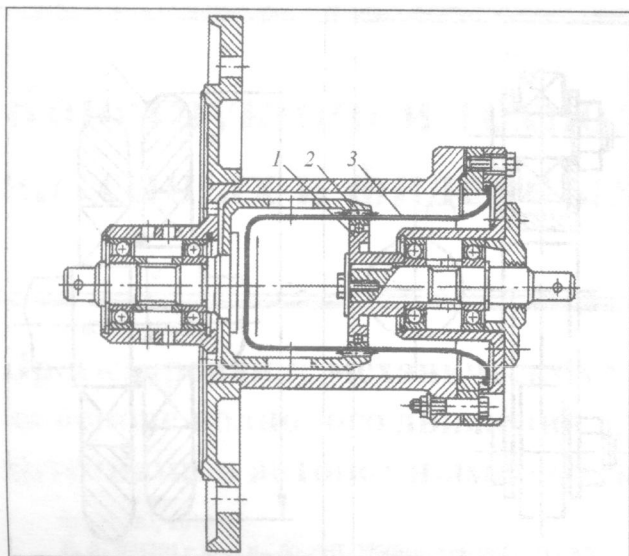


Рис. 8. Конструкция волнового вакуумного ввода с гибким элементом в виде цилиндрической оболочки: 1 – генератор волн; 2 – гибкий элемент; 3 – жесткое колесо

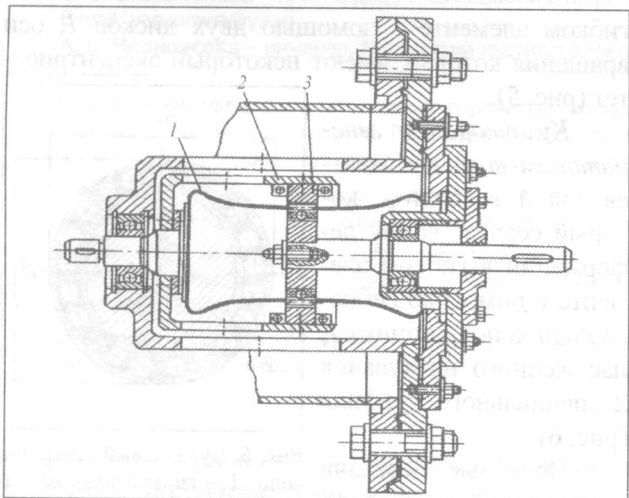


Рис. 9. Конструкция волнового вакуумного ввода с гибким элементом в виде оболочки отрицательной кривизны: 1 – генератор волн; 2 – гибкий элемент; 3 – жесткое колесо

Расчет входной мощности волновой передачи.

Мощность на входном валике волновой передачи

$$N_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вых}} v_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} \text{ [Вт]} \text{ или } N_{\text{вх}} = \frac{M_{\text{вых}} n_{\text{вых}}}{9550 \eta_{\text{общ}}} \text{ [Вт]},$$

где $P_{\text{вых}}$ – окружное усилие на выходном валике волновой передачи, Н; $v_{\text{вых}}$ – окружная скорость на выходном валике волновой передачи, м/с; $M_{\text{вых}}$ – момент на выходном валике волновой передачи, Н·мм; $n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного валика передачи, об/мин; $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД волновой передачи².

² Ориентировочно общий КПД (при малых нагрузках) может быть принят в пределах 0,4–0,6.

Выбор типа генератора и гибкого элемента для волновой передачи. Деформирование гибких элементов может быть произведено волновыми генераторами различных типов. Вид генератора волн влияет на нагрузочную способность передачи.

Роликовый генератор волн (см. рис. 4) создает деформацию гибкого элемента с помощью роликов, обладает невысокой нагрузочной способностью, воздействует на гибкий элемент локальными нагрузками в местах контактирования роликов, что приводит к увеличению напряжений в гибком элементе, конструктивно достаточно прост. Применяется в легконагруженных передачах. Слабым звеном такого генератора являются ускоренно разрушающиеся ролики.

Дисковый генератор волн (см. рис. 5) обладает сравнительно высокой нагрузочной способностью и допускает применение в тяжело нагруженных передачах. Преимущества – технологичность и возможность использования опор качения больших размеров, повышающих нагрузочную способность. Однако диски деформируют зубчатый венец гибкого элемента не по всей длине зуба и, как следствие, имеет место перекося зубьев и нарушение равномерности контакта по длине зубьев.

Кулачковый генератор волн (см. рис. 6) создает наиболее устойчивую форму деформации гибкого элемента, обладает повышенной нагрузочной способностью. Применяется в силовых передачах. В генераторе используются гибкий шарикоподшипник и кулачок специального профиля, что вызывает технологические трудности при его изготовлении.

Планетарный генератор волн (см. рис. 2) обеспечивает деформацию гибкого элемента с помощью четырех шариков и обладает собственным передаточным числом. Он технологичен в изготовлении. Может быть использован в приборных волновых передачах.

Гибкие элементы волновых передач определяют их габариты, кинематику, нагрузочную способность, технологичность и долговечность.

Наиболее распространенным типом гибкого элемента является тонкостенная цилиндрическая оболочка, заделанная одним концом. Основным его недостаток – жесткость заделки, вызывающая при неизбежном перекося зубьев снижение нагрузочной способности передачи. Однако этот способ заделки гибкого элемента может обеспечить высокую кинематическую точность.

Штифтовое соединение гибкого элемента с диском на выходном валу позволяет предотвратить перемещение гибкого элемента с выходным

валом, но не может полностью исключить переко-сы зубьев в зацеплении и обеспечить равномерное распределение нагрузки по длине зуба.

При передаче движения в герметизированный объем используются гибкие элементы в виде стаканов с фланцами различной формы, а также оболочки отрицательной кривизны (см. рис. 3).

Расчет передаточного числа. Передаточное число одноступенчатой волновой передачи

$$u_{\text{вп}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}},$$

где $n_{\text{вх}}$ – частота вращения на входном валике передачи, об/мин; $n_{\text{вых}}$ – частота вращения на выходном валике передачи, об/мин.

Если известны числа зубьев, то передаточное число одноступенчатой волновой передачи при остановленном жестком колесе можно определить по формуле

$$u_{\text{вп}}^{\text{ж}} = -\frac{z_{\text{г}}}{z_{\text{ж}} - z_{\text{г}}}, \quad (1)$$

где $z_{\text{г}}$ – число зубьев на гибком колесе волновой передачи; $z_{\text{ж}}$ – число зубьев на жестком колесе волновой передачи³.

Передаточное число одноступенчатой волновой передачи при остановленном гибком колесе

$$u_{\text{вп}}^{\text{г}} = \frac{z_{\text{ж}}}{z_{\text{ж}} - z_{\text{г}}}. \quad (2)$$

Отметим, что знак плюс в формуле (2) указывает на то, что жесткое колесо волновой передачи и генератор волн вращаются в одну сторону⁴.

Разница чисел зубьев жесткого колеса и гибкого элемента принимается кратной числу волн деформации и рассчитывают по формуле

$$z_{\text{ж}} - z_{\text{г}} = kV, \quad (3)$$

где V – число волн деформации ($V = 2, 3$, редко 4); k – коэффициент кратности ($k = 1, 2$, редко 3)⁵.

При использовании планетарного генератора волн общее передаточное число волновой передачи определяется

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{вп}} u_{\text{ген}},$$

³ Знак минус в формуле (1) указывает на то, что гибкий элемент волновой передачи вращается в противоположную сторону по отношению к генератору волн.

⁴ Условные обозначения в формуле (2) аналогичны условным обозначениям в формуле (1).

⁵ Чаще всего коэффициент кратности принимают равным $k = 1$, а число деформаций $V = 2$.

где $u_{\text{вп}}$ – передаточное число собственно волновой передачи; $u_{\text{ген}}$ – передаточное число планетарного генератора волн.

Определение чисел зубьев. Число зубьев на гибком элементе одноступенчатой волновой передачи, при остановленном жестком колесе и известной разности зубьев kV (см. формулу (3)) можно определить по формуле

$$z_{\text{г}} = u_{\text{вп}}^{\text{ж}} kV,$$

где $u_{\text{вп}}^{\text{ж}}$ – передаточное число волновой передачи при остановленном жестком колесе.

Число зубьев на жестком колесе одноступенчатой волновой передачи при остановленном жестком колесе и известной разности зубьев (см. формулу (3))

$$z_{\text{ж}} = z_{\text{г}} + kV.$$

Число зубьев на жестком колесе одноступенчатой волновой передачи при остановленном гибком элементе и известной разности зубьев kV (см. формулу (3))

$$z_{\text{ж}} = u_{\text{вп}}^{\text{г}} kV,$$

где $u_{\text{вп}}^{\text{г}}$ – передаточное число волновой передачи при остановленном гибком элементе.

Число зубьев на гибком элементе одноступенчатой волновой передачи при остановленном гибком элементе и известной разности зубьев kV (см. формулу (3))

$$z_{\text{г}} = z_{\text{ж}} - kV.$$

Расчет передаточного числа планетарного генератора волн. Передаточное число планетарного генератора волн (см. рис. 2) при остановленном гибком элементе находим из выражения

$$u_{\text{ген}}^{\text{г}} = 2(1 + \xi), \quad \xi = \frac{D_{\text{в}}}{D_{\text{вн}}}, \quad (4)$$

где $D_{\text{в}}$ – диаметр шарика в планетарном генераторе волн, мм; $D_{\text{вн}}$ – диаметр внутреннего кольца планетарного генератора волн по дорожке качения, мм.

Передаточное число планетарного генератора волн при остановленном жестком колесе находим из выражения

$$u_{\text{ген}}^{\text{ж}} = 2(1 + \xi) + \frac{1}{u_{\text{вп}}^{\text{ж}}}(2\xi + 1),$$

где $u_{\text{вп}}^{\text{ж}}$ – передаточное число собственно волновой передачи при остановленном жестком колесе⁶.

⁶ Коэффициент ξ определяется из выражения (4).

Определение модуля зацепления волновой передачи. Для волновых передач с металлическим гибким элементом модуль зацепления m находим из условия прочности на смятие:

$$m \geq \frac{2}{z_r} \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вых}}}{\psi [\sigma_{\text{см}}]}} \quad [\text{мм}], \quad (5)$$

$$\psi = \frac{b}{d_r}, \quad (6)$$

где z_r – число зубьев на гибком колесе; $M_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходном валике волновой передачи, Н·мм; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия для остальных колес, Н/мм² [2]; ψ – коэффициент ширины зуба в пределах $\psi = 0,1-0,2$; b – ширина зубчатого венца на гибком колесе, мм; d_r – делительный диаметр гибкого колеса, мм.

Полученное значение модуля m следует округлить до стандартного ближайшего модуля в большую сторону. Стандартные значения модулей зацепления для волновых передач берутся в мм по ГОСТ 9563-80 [1]⁷.

Для волновых передач с полимерным гибким элементом модуль зацепления m находим из условия прочности на изгиб:

$$m \geq \frac{2}{z_r} \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вых}} Y_F}{\psi [\sigma_{\text{и}}]}} \quad [\text{мм}], \quad (7)$$

где z_r – число зубьев на гибком полимерном элементе; $M_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходном валике волновой передачи, Н·мм; ψ – коэффициент ширины зуба; $\psi = 0,1-0,2$ [см. (6)]; $[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемые напряжения на изгиб для материала гибкого элемента, Н/мм² (табл. 1); Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается в зависимости от z_r (табл. 2).

Таблица 1. Допускаемые напряжения на изгиб для полимерных гибких элементов волновых передач

Материал гибкого колеса	Допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma_{\text{и}}]$, Н/мм ²
Фторопласты и фторонаполненные материалы	2,5
Поликапролактан (капрон)	7,0
Дифлон (поликарбонат)	6,0
Полиамид	7,0

⁷ В некоторых случаях из конструкторско-технологических соображений полученное значение модуля m принимается завышенным.

Таблица 2. Коэффициент формы зуба Y_F в зависимости от числа зубьев Z_r на гибком колесе

Z_r	40	50	70	80	90
Y_F	1,55	1,61	1,69	1,71	1,73
Z_r	100	120	150	200	250
Y_F	1,74	1,75	1,77	1,90	2,10

Полученное значение модуля m следует округлить до ближайшего стандартного в большую сторону.

Поверочный расчет модуля зацепления m гибкого металлического элемента производится по формуле⁸

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8M_{\text{вых}}}{z_r^3 m^3 \psi} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (8)$$

Поверочный расчет модуля зацепления m гибкого полимерного элемента определяется по формуле⁹

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{8M_{\text{вых}} Y_F}{z_r^3 m^3 \psi} \leq [\sigma_{\text{и}}]. \quad (9)$$

Расчет толщины гибкого элемента. Толщина стенки гибкого элемента находится из условия:

$$h_{\text{гиб}} \geq \frac{M_{\text{вых}}}{2\pi R^2 [\tau_{\text{кр}}]} \quad [\text{мм}],$$

где $M_{\text{вых}}$ – момент на выходном валике волновой передачи, Н·мм; R – радиус срединной окружности гибкого элемента, мм; $[\tau_{\text{кр}}]$ – допускаемое напряжение кручения для материала гибкого элемента, Н/мм² (в данном случае целесообразно использовать стали 40; 50; 55; 60; 40Г; 50Г; 60Г; 65Г; 40Х; 50Х; 40Х1М; 40ХН; 12ХН3А; 20Х2Н4А; 12Х2Н3МА; 40ХНМА; 35ХГСА; 12Х18Н10Т допускаемые напряжения на смятие, изгиб и кручение для которых даны в [2]).

Необходимо указать, что радиус срединной окружности R в первом приближении может быть определен по формуле

$$R \approx \frac{mz_r}{2} \quad [\text{мм}], \quad (10)$$

где m – модуль зацепления волновой передачи, мм; z_r – число зубьев на гибком элементе волновой передачи.

При отсутствии точных данных по моменту на выходном валике передачи толщина стенки гибкого элемента подсчитывается по формуле

⁸ Обозначения в формуле (8) аналогичны обозначениям в (5)

⁹ Обозначения в формуле (9) аналогичны обозначениям в (7).

$$h_{\text{гиб}} = (0,0012 \dots 0,0014) K \sqrt{u_{\text{вп}}} \text{ [мм]},$$

где R – радиус срединной окружности гибкого элемента, мм [см. формулу (10)]¹⁰; $u_{\text{вп}}$ – передаточное число волновой передачи.

Толщина гибкого элемента в месте крепления с выходным валиком принимается удвоенной, так как $h_{\text{к}} = 2h_{\text{гиб}}$. Толщину стенки гибкого элемента волновой герметичной передачи следует выбирать из соотношения $h_0 = (0,5 \dots 0,7)h_{\text{гиб}}$ [мм].

Геометрический расчет волновой передачи. Расчет гибкого элемента волновой передачи. Диаметр делительной окружности гибкого элемента волновой передачи (рис. 10, а) находим по формуле $d_{\text{г}} = mz_{\text{г}}$ [мм], где m – модуль зацепления волновой передачи, мм; $z_{\text{г}}$ – число зубьев на гибком элементе.

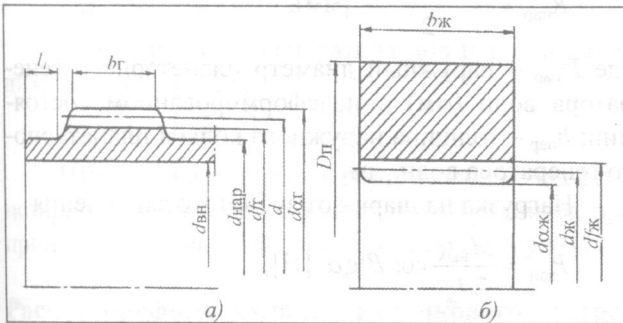


Рис. 10. К геометрическому расчету гибкого (а) и жесткого (б) колеса волновой передачи

Диаметр окружности выступов гибкого элемента $d_{\text{от}} = d_{\text{г}} + (1,6 + \xi_{\text{г}})m$ [мм]. Диаметр окружности впадин гибкого элемента $d_{\text{нар}} = d_{\text{г}} - (2,4 - \xi_{\text{г}})m$ [мм]. Ширина зубчатого венца гибкого элемента $b_{\text{г}} = \psi d_{\text{г}}$ [мм]. Здесь ψ – коэффициент ширины зуба гибкого элемента: $\psi = 0,1 \dots 0,2$. Длина гибкого элемента $l = Cd_{\text{г}}$ [мм], где C – коэффициент длины гибкого элемента для волновых редукторов $C = 0,8 \dots 1,2$ и для волновых вводов $C = 2,0 \dots 2,2$.

Расстояние от торца гибкого элемента до зубчатого венца $l_1 = 0,3b_{\text{г}}$ [мм], где $b_{\text{г}}$ – ширина зубчатого венца, мм.

Внутренний диаметр гибкого элемента

$$d_{\text{вп}} = mz_{\text{г}} - 3,6m - 2h_{\text{гиб}} \text{ [мм]},$$

где $h_{\text{гиб}}$ – толщина гибкого элемента волновой передачи, мм.

Наружный диаметр гибкого элемента

$$d_{\text{нар}} = d_{\text{вп}} + 2h_{\text{гиб}}.$$

Внутренний диаметр гибкого элемента принимается в соответствии со стандартным значением наружного диаметра гибкого шарикоподшипника или планетарного генератора волн (табл. 3 или [3]).

Таблица 3. Значения $\Delta R_{\rho}/\Delta R_0$ для различных углов β

β , град	0	5	10	15	20	25
$\Delta R_{\rho}/\Delta R_0$	1,000	0,980	0,944	0,862	0,775	0,671

Геометрический расчет волновой передачи. Расчет жесткого колеса волновой передачи. Диаметр делительной окружности жесткого колеса волновой передачи (рис. 10, б) находится

$$d_{\text{ж}} = mz_{\text{ж}} \text{ [мм]},$$

где m – модуль зацепления волновой передачи, мм; $z_{\text{ж}}$ – число зубьев на жестком колесе.

Диаметр окружности выступов жесткого колеса

$$d_{\text{ож}} = d_{\text{ж}} - (1,6 - \xi_{\text{ж}})m \text{ [мм]},$$

где $\xi_{\text{ж}}$ – коэффициент смещения исходного контура жесткого колеса.

Ширина зубчатого венца жесткого колеса

$$b_{\text{ж}} = 1,3b_{\text{г}} \text{ [мм]}.$$

Следует учитывать, что для увеличения долговечности и исключения явления интерференции в волновом зубчатом зацеплении рекомендуется применять инструмент, обеспечивающий округленные кромки во впадинах зубьев гибкого элемента и жесткого колеса, а также высоту зуба, составляющую $2m$, т.е. менее стандартной (менее $2,2m$)¹¹. Исходный контур по ГОСТ 9587–78.

Коэффициенты смещения исходного контура для гибкого элемента

$$\xi_{\text{г}} = \frac{1,2 - \frac{\Delta R_0}{m}}{0,85 - 0,04 \sqrt[3]{z_{\text{г}}}},$$

для жесткого колеса

$$\xi_{\text{ж}} = \xi_{\text{г}} + \left(\frac{\Delta R_0}{1,2m} - 1 \right),$$

где ΔR_0 – максимальная радиальная деформация, мм; m – модуль зацепления, мм; $z_{\text{г}}$ – число зубьев на гибком колесе.

¹⁰ Из конструктивно-технологических соображений иногда принимают более значительную толщину гибкого элемента.

¹¹ Контроль нарезаемых зубьев гибкого элемента и жесткого колеса целесообразно производить непосредственно на станке как перед последним заходом инструмента, так и после обработки.

Прочностной расчет планетарного генератора волн. Толщина наружного кольца планетарного генератора волн (см. рис. 2) определяется из условия прочности на изгиб по формуле¹²:

$$h_{\text{нар}} = \frac{[\sigma_{\text{н}}] R^2 \left[\sin \beta + \cos \beta \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) - \frac{4}{\pi} \right]}{\Delta R_0 E \left[\sin \beta \cos \beta - \frac{2}{\pi} \right]} \text{ [мм]},$$

где $[\sigma_{\text{н}}]$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала наружного кольца планетарного генератора волн, Н/мм²; R – средний радиус наружного кольца, мм; B – половина угла между шариками, рад; ΔR_0 – максимальная радиальная деформация наружного кольца планетарного генератора волн, мм; $\Delta R_0 = 1,2m$ [мм]; $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм² – модуль упругости 1-го рода для стали.

Контактные напряжения на внутреннем кольце планетарного генератора волн

$$\sigma_{\text{к}} = 0,6163 \sqrt{PE^2 \left(\frac{D_w + D_{\text{вн}}}{D_w D_{\text{вн}}} \right)^2} \leq [\sigma_{\text{к}}],$$

где P – нагрузка на шарик планетарного генератора волн, Н; $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм² – модуль упругости 1-го рода для стали; D_w – диаметр шарика, мм; $D_{\text{вн}}$ – диаметр внутреннего кольца по дорожке качения, мм; $[\sigma_{\text{к}}]$ – допускаемое контактное напряжение для материала внутреннего кольца, Н/мм². Здесь целесообразно использовать стали ШХ15, ШХ9, 9Х19Ш, 11Х18М, 50Г, 60Г, 70Г, 40Х1М [2].

Диаметр внутреннего кольца по дорожке качения может быть ориентировочно определен по формуле

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{нар}} - 2h_{\text{ген}} - 2D_w \text{ [мм]},$$

где $D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр планетарного генератора волн, мм; $h_{\text{ген}}$ – толщина наружного кольца планетарного генератора волн, мм; D_w – диаметр шарика, мм.

Нагрузка на шарик планетарного генератора волн

$$P = P_{\text{нар}} + P_{\text{зац}} \text{ [Н]},$$

где $P_{\text{нар}}$ – нагрузка на шарик от наружного кольца планетарного генератора волн, Н; $P_{\text{зац}}$ – нагрузка на шарик от зубчатого зацепления, Н.

Нагрузка на шарик от наружного кольца планетарного генератора волн

$$P_{\text{нар}} = \frac{\Delta R_0 E b h_{\text{нар}}^3}{6R_{\text{нар}}^3 \left[\sin \beta + \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) - \frac{4}{\pi} \right]} \text{ [Н]},$$

где ΔR_0 – максимальная радиальная деформация наружного кольца планетарного генератора волн, мм; $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм² – модуль упругости 1-го рода для стали; b – ширина наружного кольца планетарного генератора волн, мм; $h_{\text{нар}}$ – толщина наружного кольца планетарного генератора волн, мм; $R_{\text{нар}}$ – средний радиус наружного кольца, мм; β – половина угла между шариками, рад.

Ширина наружного кольца принимается равной

$$b \approx 2D_w \text{ [мм]}, \quad (11)$$

а средний радиус наружного кольца планетарного генератора волн может быть определен по формуле

$$R_{\text{нар}} = \frac{D_{\text{нар}} - h_{\text{нар}}}{2} \text{ [мм]},$$

где $D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр планетарного генератора волн (мм) в недеформированном состоянии; $h_{\text{нар}}$ – толщина наружного кольца планетарного генератора волн, мм.

Нагрузка на шарик от зубчатого зацепления

$$P_{\text{зац}} = \frac{M_{\text{вых}}}{2d_{\text{ж}}} \cos \beta \text{tg} \alpha \text{ [Н]},$$

где $M_{\text{вых}}$ – момент на выходном валике волновой передачи, Н·мм; $d_{\text{ж}}$ – делительный диаметр жесткого колеса волновой передачи, мм; β – половина угла между шариками, рад (см. рис. 2); α – угол зацепления, рад.

Геометрический расчет планетарного генератора волн. Диаметр внутреннего кольца планетарного генератора волн (рис. 11) по дорожке качения

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{н}} - 2h_{\text{нар}} - 2D_w + 2\Delta R_{\beta} \text{ [мм]},$$

где $D_{\text{н}}$ – наружный диаметр планетарного генератора волн, мм; $h_{\text{нар}}$ – толщина наружного кольца планетарного генератора волн по дорожке качения, мм; D_w – диаметр шарика, мм; ΔR_{β} – деформация под шариком, мм [см. (12)].

Для заданной величины радиальной деформации $\Delta R_0 = 1,2m$ деформация под шариками

$$\Delta R_{\beta} = 1,2m \left(\frac{\Delta R_{\beta}}{\Delta R_0} \right) \text{ [мм]}, \quad (12)$$

где $\frac{\Delta R_{\beta}}{\Delta R_0}$ – отношение деформации под шариками к величине наибольшей деформации (табл. 3).

¹² Толщина наружного кольца планетарного генератора может быть также определена исходя из проектного ряда генераторов волн МИЭМ [3].

Диаметр наружного кольца планетарного генератора волн по дорожке качения

$$D_{нк} = D_n - 2h_{нар} \text{ [мм]}.$$

Диаметр наружного кольца планетарного генератора волн по бортикам

$$D_{нб} = D_{нк} - 0,057D_w \text{ [мм]}.$$

Диаметр внутреннего кольца планетарного генератора волн по бортикам

$$D_{вб} = D_{вн} + 0,057D_w \text{ [мм]}.$$

Внутренний диаметр сепаратора планетарного генератора волн

$$D_{вс} = D_{вб} + (0,5 \dots 1,0) \text{ [мм]}.$$

Наружный диаметр сепаратора планетарного генератора волн

$$D_{нс} = D_{вс} + 2/3 D_w \text{ [мм]}.$$

Диаметр гнезда сепаратора под шарики находим из соотношения

$$D_{гс} = 1,2D_w \text{ [мм]}.$$

Ширину наружного и внутреннего колец планетарного генератора волн и ширину сепаратора принимают равными и определяют по формуле (11).

Расчет профиля кулачка кулачкового генератора волн. Профиль кулачка определяется в полярной системе координат радиус-вектором ρ :

$$\rho = 0,5d + 1,2m \left(\frac{\Delta R_y}{\Delta R_0} \right) \text{ [мм]},$$

где d – внутренний диаметр гибкого шарикоподшипника, мм; $\Delta R_y/\Delta R_0$ – текущее значение параметра деформации (табл. 4).

Определяем радиус-вектор профиля кулачка с шагом 5° .

Расчет основных параметров дискового генератора волн. Основными параметрами дискового генератора волн (рис. 5) являются эксцентриситет e и наружный диаметр диска D_n .

$$\text{Эксцентриситет } e = 3,9m \text{ [мм]}.$$

Наружный диаметр диска

$$D_n = d_{вн} + 2,4m - 2e \text{ [мм]},$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр гибкого элемента, мм; m – модуль зацепления волновой передачи, мм. Диски рекомендуется выполнять с закругленными краями и в силовых передачах устанавливать на два подшипника.

Расчет долговечности гибкого элемента. Наибольшие изгибные напряжения в гибком элементе ориентировочно определяют по формуле:

$$\sigma_{и} = 3K_n \frac{\Delta R_0 h_{гиб} E}{R^2} \text{ [Н/мм}^2\text{]},$$

где K_n – коэффициент искажения формы упругой линии гибкого элемента под нагрузкой ($K_n = 1,1 \dots 1,4$, причем меньшее значение для малонагруженных передач); ΔR_0 – наибольшая радиальная деформация гибкого элемента, мм ($\Delta R_0 = 1,2m$);

$h_{гиб}$ – толщина гибкого элемента, мм; $R = \frac{mz_r}{2}$ – радиус срединной окружности, мм (см. формулу (10)); E – модуль упругости 1-го рода: $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

Наибольшие напряжения кручения в гибком элементе ориентировочно определяют по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{M_{вых}}{2\pi R^2 h_{зуб}} \text{ [Н/мм}^2\text{]},$$

где $M_{вых}$ – момент на выходном валике волновой передачи или ввода, Н·мм; $h_{зуб}$ – толщина гибкого элемента под зубчатым венцом, мм.

Толщина гибкого элемента под зубчатым венцом

$$h_{зуб} = h_{гиб} + 0,6m \text{ [мм]}.$$

Эквивалентные напряжения

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 4\tau_{кр}^2} \text{ [Н/мм}^2\text{]},$$

где $\sigma_{и}$ – наибольшие изгибные напряжения в гибком элементе, Н/мм²; $\tau_{кр}$ – наибольшие напряжения кручения, Н/мм².

Следует обратить особое внимание на то, что полученное значение $\sigma_{экр}$ не должно превышать значения допускаемого напряжения на изгиб $[\sigma_{и}]$ для материала гибкого элемента, т. е.

$$\sigma_{экр} \leq [\sigma_{и}],$$

так как в этом случае гарантированное число циклов наработки составит 10^7 [2].

Таблица 4. Значение параметра $\Delta R_\phi/\Delta R_0$ при различных значениях текущей координаты ϕ профиля кулачка

ϕ , град	0	5	10	15	20	25	30	35	40
$\Delta R_\phi/\Delta R_0$	1,000	0,988	0,953	0,895	0,812	0,706	0,569	0,408	0,229

ϕ , град	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
$\Delta R_\phi/\Delta R_0$	0,004	-0,154	-0,343	-0,522	-0,681	-0,823	-0,973	-1,020	-1,070	-1,088

Если полученное значение эквивалентного напряжения превышает $[\sigma_{и}]$, т.е. $\sigma_{э\text{кв}} > [\sigma_{и}]$, то долговечность гибкого элемента

$$N = 10^7 \left(\frac{3[\sigma_{и}]}{\sigma_{э\text{кв}}} \right)^9,$$

где N – число циклов деформации.

Расчет долговечности наружных колец кулачкового и планетарного генератора волн. Наибольшие изгибные напряжения в наружных кольцах ориентировочно определяют по формуле

$$\sigma_{и} = 3 \frac{\Delta R_0 h_{\text{нар}} E}{R^2} \text{ [Н/мм}^2\text{]},$$

где ΔR_0 – наибольшая радиальная деформация гибкого элемента, мм; $\Delta R_0 = 1,2m$, мм; $h_{\text{нар}}$ – толщина наружного кольца генератора, мм; R – радиус средней поверхности наружного кольца, мм; E – модуль упругости 1-го рода: $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

Долговечность наружного кольца находим по формуле

$$N = 10^7 \left(\frac{[\sigma_{и}]}{\sigma_{и}} \right)^9,$$

где N – число циклов деформации; $[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала наружного кольца [2].

Если в результате расчета получилось, что $\sigma_{и} < [\sigma_{и}]$, то принимают долговечность наружного кольца, равную 10^7 циклов.

- Отметим ряд преимуществ волновых зубчатых передач по сравнению с другими передачами: высокая кинематическая точность, достигаемая за счет многопарности зацепления, беззазорность и симметричность зон зацепления относительно оси вращения; большая редукция ввиду мелкого модуля зацепления и малой разницы чисел зубьев на гибком и жестком колесах; малые габариты передачи вследствие одновременного зацепления большого числа зубьев; значительно меньшие контактные нагрузки в зонах трения, обеспечивающие более эффективную работоспособность твердых смазок и антифрикционных покрытий; возможность создания прогреваемого устройства передачи движения в вакуум с целью его обезгаживания.

Литература

1. ГОСТ 9563 – 80. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В трех томах Т.1. Изд. 9-е. М.: Машиностроение. 2006.
3. Васин В. А., Ивашов Е. Н., Степанчиков С. В. Механизмы оборудования для производства полупроводников материалов и приборов электронной техники: монография. М.: Издательство НИИ ПМТ. 2010.

Поступила 17 июля 2012 г.

Design of mechanical systems based on wave motion control systems for antennas and autonomous entities

© Authors, 2012

V. A. Vasin, E. N. Ivashov, S. V. Stepanchikov, A. S. Chernousova

The paper presents methods for calculating the basic parameters of precision of devices based on the wave motion control systems designed for aerial-mi and autonomous entities operating in special conditions of the atmosphere, corrosive atmosphere and vacuum.

Calculations considered the input power of the wave transmission, its gear, linking the module, the thickness of the flexible element. Also, given the choice of parameters and calculations you are the geometric dimensions of the various generators of waves.

The advantages discussed transmission compared to traditional and their application.