

УДК 621.81

*А. В. Рыбаков, С. П. Грачев*

## УМЕНЬШЕНИЕ МАССОГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РЕДУКТОРА

В современной авиационной и космической технике редукторы, имеющие большое передаточное отношение и большой крутящий момент выходного звена, обладают значительными массогабаритными показателями. В данной статье описан способ уменьшения массы планетарного редуктора, а именно, замена зубчатой планетарной ступени редуктора, обладающей наибольшими массогабаритными показателями, волновой передачей с промежуточными телами качения. Проведены расчеты как геометрических, так и конструктивных параметров волновой передачи с промежуточными телами качения. Приведена кинематическая схема предлагаемой передачи. Твёрдотельная модель волновой передачи с промежуточными телами качения, построена в среде Solid Edge. В этой же среде вычислена примерная масса передачи. Для сравнения планетарной и волновой ступеней редуктора по габаритным параметрам используется величина, называемая объемом передачи  $W$ . Произведен сравнительный анализ массовых характеристик зубчатой планетарной ступени редуктора и волновой передачи с промежуточными телами качения, который показал предпочтительность использования волновой передачи в указанном типе приводов. Волновая передача с промежуточными телами качения примерно в 10 раз компактнее.

*Ключевые слова:* волновая передача с промежуточными телами качения, планетарный редуктор.

В настоящее время в отечественной технической и патентной литературе описываются достижения по уменьшению массогабаритных показателей различных приводов для авиационной и ракетно-космической техники.

В работах [1, 2] описывается одно из направлений минимизации массы, а именно замена зубчатых колес волновой передачей с промежуточными телами качения (ВППТК).

Подобной задачей по уменьшению массы является модернизация планетарного редуктора с передаточным отношением  $i_p$  равным 12000 и моментом вращения на выходном валу  $M_e$  равным 2500-3000  $H\cdot m$ . Габаритные размеры редуктора представлены на рисунке 1.

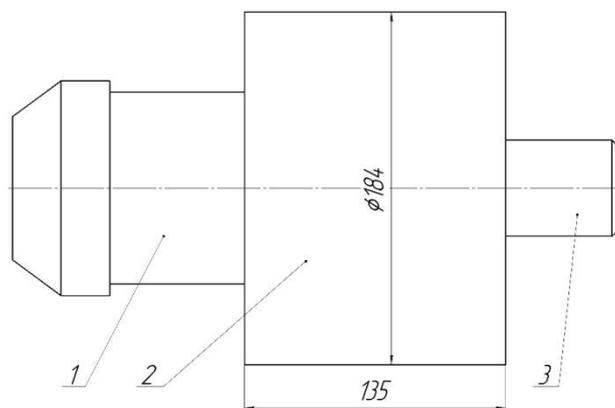


Рис. 1. Габаритные размеры планетарного редуктора:

1 – Электродвигатель; 2 – Планетарный редуктор; 3 – Выходной вал.

Данный планетарный редуктор состоит из 3-х ступеней с передаточным отношением каждой ступени соответственно  $i_1=5,217$ ;  $i_2=5,217$ ;  $i_3=472,5$ .

Наибольшими массогабаритными показателями обладает 3-я ступень редуктора (масса ступени  $m_3 = 14$  кг). Следовательно, целесообразнее модернизировать данную ступень.

Минимальное передаточное отношение волновой передачи  $i_{вп}$  определяется из передаточного отношения всего редуктора, при неизменных первой и второй ступеней планетарного редуктора:

$$i_{вп} = \frac{i}{i_1 \cdot i_2}$$

$$i_{вп} = \frac{12000}{5,217 \cdot 5,217} = 440,8.$$

Габаритные размеры ВППТК зависят от типа и выбранных размеров промежуточных тел качения. Наружный диаметр и длина ВППТК определяются по формулам [4]

$$D_H = \left( \frac{2.06}{\sin \frac{\pi}{i_{ВП}}} + 1.8 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{241 \cdot M_B}{k_p \cdot n \cdot (i_{ВП} - 1)} \cdot \sin \frac{\pi}{i_{ВП} - 1}},$$

$$L = (1.2 \cdot n + 1.8) \cdot \sqrt[3]{\frac{241 \cdot M_B}{k_p \cdot n \cdot (i_{ВП} - 1)} \cdot \sin \frac{\pi}{i_{ВП} - 1}},$$

где  $n$  – число рядов тел качения,  $q$  – передаточное отношение ВППТК,  $k_p$  – коэффициент нагрузочной способности тел качения (для шариков  $k_p=1$ , для роликов  $k_p=2$ ).

В качестве промежуточных тел качения в волновых передачах применяются шарики или ролики. У ролика передаваемый момент в 1,6-2,6 раз больше, чем у шарика того же диаметра [3]. Поэтому для передачи одинакового крутящего момента диаметр ролика будет меньше, а соответственно и общий диаметр волновой передачи тоже будет меньше. Так же на общий диаметр волновой передачи влияет число рядов тел качения. При увеличении числа рядов диаметр волновой передачи уменьшается, но увеличивается длина передачи.

Размеры винтовой передачи с промежуточными телами качения зависят от:

- передаточного отношения  $i_{en}$  (сравниваются одноступенчатая волновая передача с  $i_{en}=441$  и двухступенчатая волновая передача с передаточным отношением выходной ступени  $i_{en2}=23$ );
- типа промежуточных тел качения (сравниваются шарики и ролики);
- числа рядов тел качения  $n$  ( $1 \leq n \leq 3$ , так как дальнейшее увеличение числа рядов приведет к усложнению конструкции).

Результаты расчетов по методике, приведенной в работе [3] представлены в таблице 1.

Таблица 1

## Результаты расчетов диаметров и длин волновой передачи

Вид тел качения	Число рядов тел качения	$D_n$		$L$	
		$i=441$	$i=23$	$i=441$	$i=23$
Шарики $k_p=1$	$n=1$	661,88	283,18	6,81	50,16
	$n=2$	525,34	224,76	7,56	55,74
	$n=3$	458,58	196,35	8,51	62,6
Ролики $k_p=2$	$n=1$	525,34	224,76	5,04	39,81
	$n=2$	416,96	<b>178,34</b>	6,00	<b>44,24</b>
	$n=3$	363,98	155,84	6,75	49,69

Проанализировав полученные результаты, можно выделить два варианта волновой передачи, которые удовлетворяют исходным данным по наружному диаметру. Это передачи с наружным диаметром  $D_n$  равным 178,34 мм и 155,84 мм. Из двух вариантов выбираем волновую передачу с наименьшей длиной  $L=44,24$ мм.

Выбранная передача обладает следующими параметрами:

- двухступенчатая волновая передача с передаточными отношениями ступеней  $i_{вн1}=20$  и  $i_{вн2}=23$ ;
- промежуточные тела качения – ролики ( $k_p=2$ );
- число рядов роликов выходной (второй) ступени  $n=2$ .

Уточняется передаточное отношение модернизированного редуктора с ВПТК по следующей формуле:

$$i_{рм} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_{вп1} \cdot i_{вп2}.$$

Получим:

$$i_{рм} = 5,217 \cdot 5,217 \cdot 20 \cdot 23 = 12519.$$

Кинематическая схема волновой передачи модернизированного редуктора показана на рисунке 2.

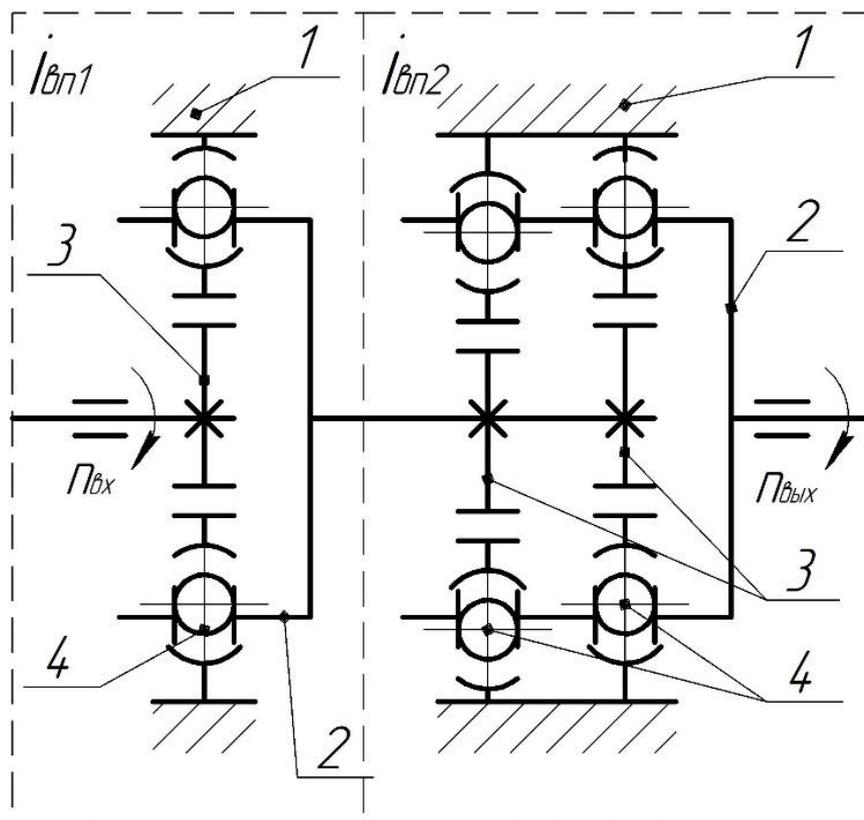


Рис. 2. Кинематическая схема волновой двухступенчатой передачи:

1 – жесткое колесо; 2 – сепаратор; 3 – волнообразователь; 4 – промежуточные тела качения.

Алгоритм расчета основных конструктивных параметров ВПШТК и схема, в которой показаны все необходимые параметры (рисунок 3) описан в работе [3]. Следуя этому алгоритму, рассчитываются основные геометрические параметры первой и второй ступеней волновой передачи.

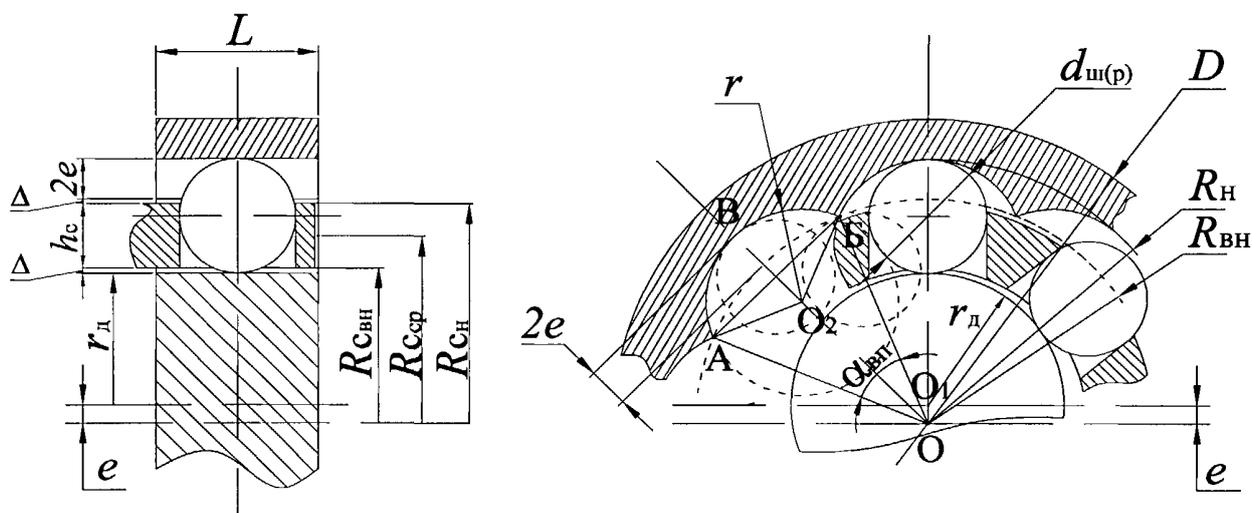


Рис. 3. – Геометрические размеры жесткого колеса и сепаратора:

$e$  – эксцентриситет волнообразователя;  $h_c$  – толщина сепаратора;  $d_p$  – диаметр ролика;

$R_{c_{вн}}$   $R_{c_{cp}}$   $R_{c_n}$  – внутренний, средний и внутренний диаметры сепаратора;

$r_\partial$  – радиус диска волнообразователя;  $R_n$ ,  $R_{вн}$  – наружный и внутренний радиус окружностей по впадинам жесткого колеса;  $r$  – радиус впадины жесткого колеса;

$D$  – наружный диаметр жесткого колеса;  $L$  – ширина передачи.

Результаты расчетов основных конструктивных параметров волновой передачи представлены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты расчетов основных конструктивных параметров

	$d_p$	$e$	$R_n$	$R_{вн}$	$D$	$r_\partial$	$h_c$	$R_{c_{вн}}$	$R_{c_{cp}}$	$R_{c_n}$	$r$
1 ступень	5	1	34,9	32,9	74,8	28,9	2,2	31,4	30,3	32,5	6,7
2 ступень	10,5	2,1	83,6	79,4	178	71,0	4,6	73,9	76,2	78,5	14,3

После расчетов конструктивных параметров уточняется момент вращения выходного вала  $M_e$  волновой передачи. Формула для определения момента вращения имеет вид:

$$M_B = \frac{d_p^3 \cdot n \cdot k_p \cdot z_p}{241 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z_p}\right)};$$

где  $z_p$  – число роликов второй ступени волновой передачи.

Подставив полученные ранее значения конструктивных параметров, получим:

$$M_B = \frac{10,5^3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 22}{241 \cdot \sin\left(\frac{3,14}{22}\right)} = 2970H.$$

Твердотельная модель волновой передачи с промежуточными телами качения, построенная в среде SolidEdge, изображена на рисунке 4.

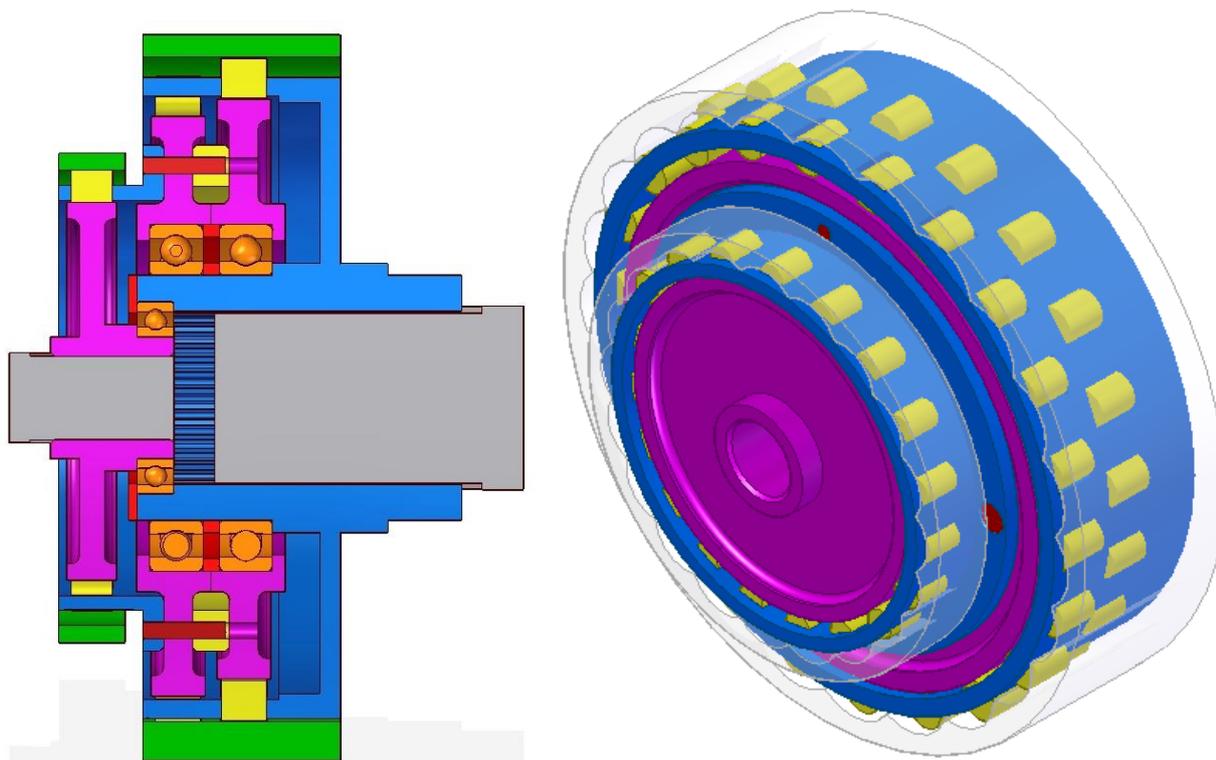


Рис. 4. Твёрдотельная модель волновой передачи с промежуточными телами качения

Масса полученной волновой передачи  $m_{\text{вп}}=8,6$  кг, что значительно меньше третьей ступени планетарного редуктора ( $m_3=14$  кг).

Для сравнения планетарной и волновой ступеней редуктора по габаритным параметрам используется величина, называемая объемом передачи  $W$  [4].

Объем передачи  $W$  линейно зависит от момента нагрузки  $M_n$ , поэтому в качестве сравнительного параметра следует использовать отношение объема передачи к моменту нагрузки [3].

Зависимость  $W/M_n$  в  $\text{мм}^3/(\text{Н}\cdot\text{м})$  от передаточного числа  $i$  для планетарной передачи приведена в [4], для волновой передач в [3]:

Планетарная передача:

$$W_{\text{п}}/M_n = 170 \cdot (i - 1).$$

Волновая передача:

$$W_{\text{вп}}/M_n = \frac{227 \cdot (n + 1,5)}{n \cdot k_p \cdot (i_{\text{вп}} - 1)} \cdot \left( \frac{2,06}{\sin(\pi/i)} + 1,8 \right)^2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{i - 1}\right).$$

Расчетные значения  $W/M_n$  для планетарной и волновой передачи соответственно равны:

$$W_{\text{п}}/M_n = 3740 \text{ мм}^3/(\text{Н} \cdot \text{м}),$$

$$W_{\text{вп}}/M_n = 368,36 \text{ мм}^3/(\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Полученные результаты представлены в виде гистограммы на рисунке 5.

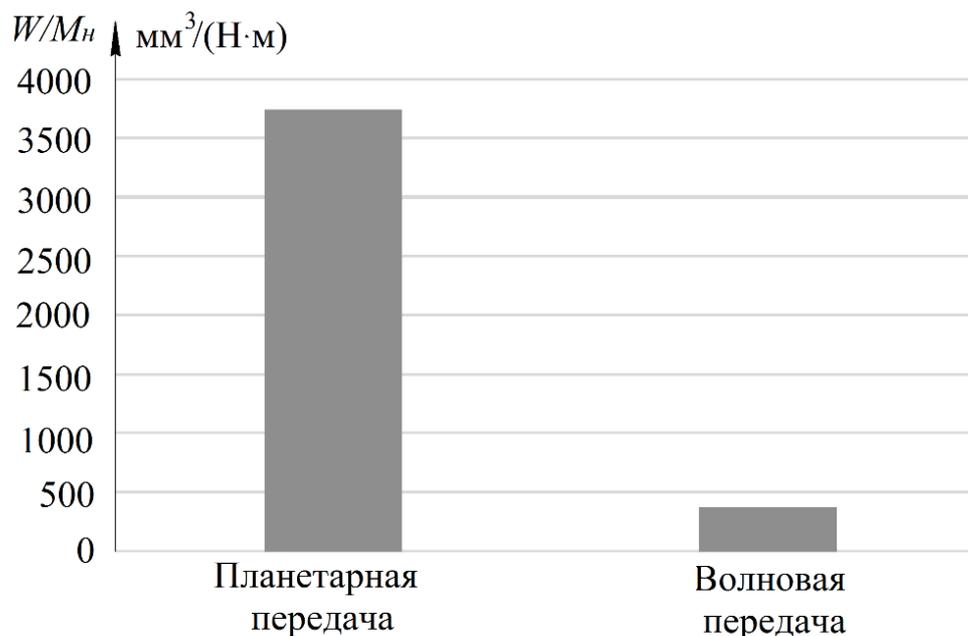


Рис. 5. Результаты сравнения планетарной и волновой ступени редуктора

Сравнительный анализ показывает, что волновая передача с промежуточными телами качения примерно в 10 раз компактнее.

Таким образом, применение волновой передачи с промежуточными телами качения позволит существенно сократить массогабаритные характеристики редуктора.

### Список литературы

1. Крылов Н. В. Анализ массогабаритных показателей электромеханической рулевых приводов с различными типами механических передач / Н. В. Крылов, С. Л. Самсонович, В. С. Степанов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2012. – № 1. – С. 26–31.

2. Комплексный подход к проектированию приводных систем для обеспечения наименьших массогабаритных показателей / С. Л. Самсонович [и др.] // XII Всероссийское совещание по проблемам управления ВСПУ-2014. – 2014. – С. 7166–7170.

3. Степанов В. С. Методика проектирования привода на основе волновой передачи с телами качения : дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Вилен Степанович Степанов. – М. : Изд-во МАИ, 2009. – 162 л.

4. Самсонович С. Л. Основы конструирования электрических, пневматических и гидравлических исполнительных механизмов приводов летательных аппаратов. – М. : Изд-во МАИ, 2002.

**РЫБАКОВ Александр Владимирович** – аспирант кафедры информационных технологий в машиностроении, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: rybakov.sanya@mail.ru

**ГРАЧЕВ Сергей Павлович** – кандидат технических наук, заведующий кафедрой информационных технологий в машиностроении, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: grachev@vyatsu.ru