

АНАЛИЗ И ОЦЕНКА РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ МЕХАНИЗМОВ

В.А. Волохов

Рассмотрены принцип работы и конструктивные особенности планетарных передач, выполнен анализ наиболее часто применяемых схем планетарных механизмов, обозначены перспективы использования планетарных механизмов в различных отраслях машиностроения.

Ключевые слова: зубчатое колесо, планетарная передача, внешнее зацепление, внутреннее зацепление, сателлит, водило, дифференциал, передаточное отношение, соосность, соседство, сборка, силовой привод, проектирование.

Введение

Зубчатые механизмы, в которых имеются колеса с движущимися геометрическими осями, относятся к классу эпициклических механизмов. Зубчатые колеса с подвижными осями образуют планетарную передачу, поэтому такие механизмы и называются планетарными механизмами. По сравнению с другими зубчатыми передачами, планетарные появились сравнительно недавно. Планетарную передачу впервые предложил в 1781 г. изобретатель паровой машины Дж. Уатт [1]. Однако столетие спустя планетарная передача стала активно использоваться по своему прямому назначению в трансмиссиях машин.

Из всех видов механических передач планетарные зубчатые передачи более других снижают материалоемкость машины. Эти механизмы по сравнению с зубчатыми передачами, имеющими неподвижные оси вращения, обладают меньшими габаритными размерами и массой при равных передаточных отношениях. Широкие кинематические возможности планетарной передачи являются одним из основных ее достоинств и позволяют использовать передачу как редуктор с постоянным передаточным отношением; как коробку скоростей, передаточное отношение в которой изменяется в результате поочередной остановки различных звеньев; как дифференциальный механизм [2].

Сегодня планетарные передачи имеют широчайший диапазон использования в легковых автомобилях, грузовиках, колесных и гусеничных тракторах, в качестве редукторов и мультипликаторов разной мощности в энергетических машинах, подъемных механизмах, в механизмах приборов и многих других.

Конструктивные особенности планетарной передачи

Планетарная передача (рис. 1) состоит из центральных колес наружного 1 и внутреннего зацепления (часто эти колеса называют солнечное колесо и эпицикл). Центральные колеса 1 и 3 находятся в зацеплении с сателлитами 2, вращающимися вокруг осей, установленных в водиле Н, которое тоже вращается. Сателлиты, вращаясь вокруг собственных осей, вращаются, кроме того, и вокруг центрального колеса 1, подобно планетам вокруг Солнца. Отсюда и название передачи.

Ведущим в планетарной передаче может быть как центральное колесо 1, так и водило Н при остановленном колесе 3. Можно вращать и колесо 3 при остановленном колесе 1. Для получения хода назад (реверса) останавливают водило Н и вращают центральные колеса 1 или 3. При этом получают различные передаточные отношения в одной и той же передаче.

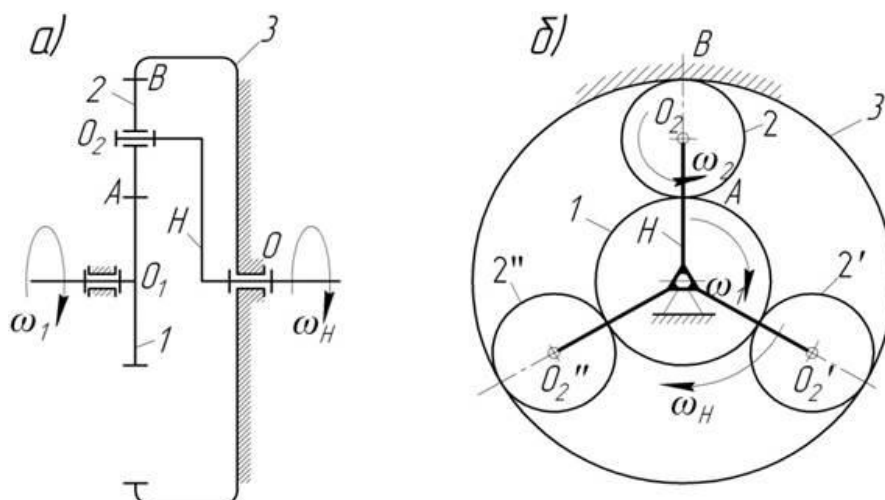


Рис. 1. Схема планетарной передачи с одинарными сателлитами

Если же вращаются и водило, и оба центральных колеса, то получают так называемую дифференциальную передачу, которая, в отличие от большинства механических передач, имеет не одну, а две степени свободы. Такие дифференциальные передачи широко применяются в автомобилях для механической связи ведущих колес как на одной оси (межколесный дифференциал), так и для связи ведущих колес на разных осях (межосевой дифференциал). Планетарные передачи могут быть одно- или многоступенчатыми и иметь высокие передаточные отношения (до 1000 и более) [1].

Определение передаточного отношения планетарных механизмов

Известно, что для планетарных механизмов с круглыми колесами сумма передаточных отношений при различных останавливаемых звеньях всегда равна единице [3]. Для простейшей планетарной передачи (рис. 1) названное свойство запишется в виде:

$$i_{1,H}^{(3)} + i_{1,3}^{(H)} = 1. \quad (1.1)$$

Здесь $i_{1,H}^{(3)}$ – передаточное отношение планетарного механизма с ведущим колесом 1, остановленным (закрепленным) колесом 3 и ведомым водилом H;

$i_{1,3}^{(H)}$ – передаточное отношение зубчатого ряда (обращенного механизма), который получается при остановленном водиле H, ведущем колесе 1 и ведомом колесе 3.

Учитывая, что в зубчатом ряду сателлит 2 является паразитным колесом, а при одном внешнем и одном внутреннем зацеплении знак передаточного отношения отрицательный, формула для определения передаточного отношения зубчатого ряда через числа зубьев запишется в виде:

$$i_{1,3}^{(H)} = -\frac{Z_3}{Z_1}, \quad (1.2)$$

где Z_1 и Z_3 – соответственно числа зубьев центральных колес 1 и 3.

Тогда передаточное отношение простейшей планетарной передачи определяется по формуле:

$$i_{1,H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}. \quad (1.3)$$

Существенно расширяет кинематические возможности планетарных механизмов передача с двойным сателлитом. Сателлиты жестко закреплены на одном валу и вращаются с одинаковой угловой скоростью (рис. 2), [7].

Для передачи с двойным сателлитом (рис. 2) передаточное отношение запишется:

$$i_{1,H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3 Z_2}{Z_1 Z_2^*}, \quad (1.4)$$

где Z_1 и Z_3 – соответственно числа зубьев центральных колес 1 и 3;
 Z_2 и Z_2^* – числа зубьев левого и правого сателлитов.

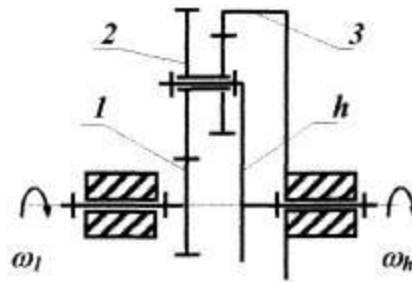


Рис. 2. Двухрядный планетарный механизм с одним внешним и одним внутренним зацеплением

Из сравнения формул (1.3) и (1.4) видно, что передача с двойным сателлитом при том же числе зацеплений, равном двум, существенно расширяет диапазон передаточных отношений.

Критерии выбора схем планетарных механизмов при проектировании

В инженерной практике получили распространение четыре схемы простейших планетарных механизмов, в которых сателлиты двойные (рис. 2, 3, 4) или одинарные (рис. 1) [7].

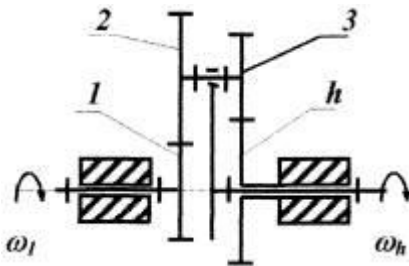


Рис. 3. Двухрядный планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями

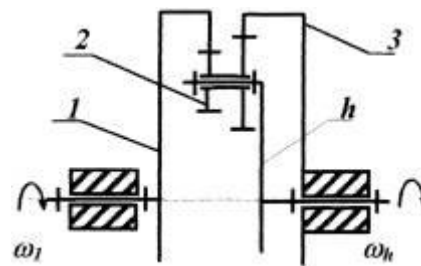


Рис. 4. Двухрядный планетарный механизм с двумя внутренними зацеплениями

Все они имеют три соосных вала, один из которых неподвижен. Поочередное затормаживание одного из валов позволяет получать в каждом механизме на выходе три различные скорости. Передаточное отношение всех этих редукторов определяется одинаково по формуле (1.1), из которой следует, что в зависимости от знака передаточного отношения обращенного механизма $i_{1,3}^{(H)}$, планетарные механизмы обладают разными кинематическими возможностями. Если $i_{1,3}^{(H)} > 0$, то передаточное отношение реального планетарного механизма $i_{ред} = i_{H,1}^{(3)}$ может быть значительно больше передаточного отношения обращенного механизма $i_{1,3}^{(H)}$, составленного из тех же колес [3].

Если $i_{1,3}^{(H)} < 0$, то передаточное отношение реального планетарного механизма $i_{1,H}^{(3)}$ лишь на единицу больше передаточного отношения $i_{1,3}^{(H)}$ обращенного механизма (формулы (1.3), (1.4)). В соответствии с этим будут различные потери на трение и динамические качества передач. Все эти качества в значительной мере предопределяются выбором структурной схемы простейшего планетарного механизма. Поэтому все схемы простейших планетарных механизмов по своим свойствам можно разделить на две группы: механизмы с положительным передаточным отношением обращенного механизма ($i_{1,3}^{(H)} > 0$) – схемы на рис. 3, 4, и механизмы с отрицательным передаточным отношением обращенного механизма ($i_{1,3}^{(H)} < 0$) – схемы на рис. 1, 2.

Механизмы первой группы имеют двойные сателлиты и могут быть составлены из колес одностипного только внешнего (рис. 3) или только внутреннего (рис. 4) зацепления.

Как правило, такие механизмы работают как понижающие передачи, т.е. ведущим звеном является водило Н. Тогда передаточное отношение планетарного механизма, в котором колесо 1 ведущее, водило Н ведомое, а центральное колесо 3 остановленное будет определяться согласно формуле:

$$i_{1,H}^{(3)} = 1 - \frac{Z_3 Z_2}{Z_1 Z_2^*}. \quad (1.5)$$

Учитывая, что:

$$i_{H,1}^{(3)} = 1/i_{1,H}^{(3)}, \quad (1.6)$$

окончательно получим:

$$i_{H,1}^{(3)} = 1/(1 - \frac{Z_3 Z_2}{Z_1 Z_2^*}), \quad (1.7)$$

где Z_1 и Z_3 – соответственно числа зубьев центральных колес 1 и 3;

Z_2 и Z_2^* – числа зубьев левого и правого сателлитов.

Передаточное отношение в таких механизмах тем больше, чем ближе к единице передаточное отношение обращенного механизма ($i_{1,3}^{(H)}$). Например, если для механизма, представленного на рис. 3, принять $Z_1 = 100$, $Z_2 = 99$, $Z_2^* = 100$, $Z_3 = 101$, то согласно формуле (1.7) получим: $i_{H,1}^{(3)} = 1/(1 - \frac{101 \cdot 99}{100 \cdot 100}) = 10000$. Однако КПД в таком механизме составляет менее 1 % [3].

Обычно механизмы с очень большим передаточным отношением используют в не силовых передачах, невзирая на низкий КПД. При очень больших передаточных отношениях значительно сильнее проявляется влияние неточности изготовления и сборки на постоянство передаточного отношения в пределах одного оборота. Поэтому, несмотря на большие ки-

нематические возможности, планетарные механизмы этой группы используют лишь в тех случаях, когда полезные нагрузки невелики. Рациональные значения $i_{H,1}^{(3)}$ для таких механизмов находятся в пределах 30...100, при этом КПД передачи соответственно равен 0,9...0,65. В маломощных передачах $i_{H,1}^{(3)}$ достигает 1500...1700, однако КПД становится ниже значения, при котором возможна передача вращения от колеса 1 на водило H, т.е. наступает самоторможение передачи. Преимущество имеют механизмы с двумя внутренними зацеплениями (рис. 4), обладающие меньшими габаритами и большими КПД [1].

Механизмы второй группы состоят обязательно из колес различного зацепления с двойным (рис. 2) или одинарным (рис. 1) сателлитом. В соответствии с этим обращенный механизм получается либо двухрядный (рис. 2), у которого $i_{1,3}^{(H)} = -\frac{Z_3 Z_2}{Z_1 Z_{2^*}}$, либо однорядный (рис. 1), у которого $i_{1,3}^{(H)} = -\frac{Z_3}{Z_1}$. Поэтому у реального механизма с двойным сателлитом $i_{1,H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3 Z_2}{Z_1 Z_{2^*}}$, а у механизма с одинарным сателлитом $i_{1,H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$. Причем в обоих случаях направление вращения входного и выходного валов одинаково. Так как в планетарных передачах крутящий момент распределяется по нескольким потокам – по числу сателлитов, эти передачи получаются намного компактнее обычных зубчатых передач. Кроме того, все подшипники, кроме сателлитных, здесь разгружены от радиальных усилий. Так как водило вращается в ту же сторону, что и ведущее центральное колесо, КПД, особенно при малых передаточных отношениях, в планетарной передаче может быть чрезвычайно высок [1].

В табл. приведены усредненные применяемые диапазоны передаточных отношений для различных схем механизмов.

Механизмы, работающие по этим схемам, нашли широкое применение в силовых передачах средней и большой мощности при $i_{1,H}^{(3)} = 3 \dots 15$ и высоком КПД (0,96...0,98) [3]. В планетарные редукторы устанавливают несколько сателлитов, что позволяет значительно снизить габариты, улучшить динамику (за счет симметричного расположения сателлитов достигается уравновешивание механизма), разгрузить опоры центральных колес и водила и пр. У однорядного механизма (рис. 1), который обычно применяют при небольших передаточных отношениях $i_{1,H}^{(3)} = 1,3 \dots 12$, КПД может достигать 0,97...0,99. Кроме того, механизм выгодно отличается от других малым осевым размером. Механизмы, выполненные по такой схеме, широко используются в силовых передачах, многоступенчатых планетарных коробках скоростей или как самостоятельные передачи, и особенно в качестве встроенных редукторов электроприводов, установок дистанционного управления, летательных аппаратов и т.д.

Таблица

Рекомендации по выбору схемы планетарного механизма

Кинематическая схема планетарного механизма и его передаточное отношение	Звено			Диапазон i (по модулю)	Ориентировочное значение КПД
	Входное	Выходное	Неподвижное		
Однорядный планетарный механизм (рис. 1) $i_{1,H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$	1	H	3	2,8–8	0,99–0,97
	3	H	1	1,13–1,5	0,98–0,99
Двухрядный планетарный механизм с одним внешним и одним внутренним зацеплением (рис. 2) $i_{1,H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} \frac{Z_2}{Z_2^*}$	1	H	3	7–16	0,99–0,97
Двухрядный планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями (рис. 3) $i_{1,H}^{(3)} = 1 - \frac{Z_3}{Z_1} \frac{Z_2}{Z_2^*}$	1	H	3	До 25	0,96
				До 1600	Явление самоторможения
Двухрядный планетарный механизм с двумя внутренними зацеплениями (рис. 4) $i_{1,H}^{(3)} = 1 - \frac{Z_3}{Z_1} \frac{Z_2}{Z_2^*}$	H	1	3	До 1600	С увеличением i резко падает
				До 16	0,96
Двухрядный планетарный механизм с двумя внутренними зацеплениями (рис. 4) $i_{1,H}^{(3)} = 1 - \frac{Z_3}{Z_1} \frac{Z_2}{Z_2^*}$	H	1	3	До 1600	Явление самоторможения
				8–13	0,90–0,75
				35–300	0,8–0,4
				До 1600	Низкий

Благодаря высокому КПД однорядного механизма появилась возможность эффективного использования двухступенчатой планетарной передачи, составленной из двух передач (ведомый вал H первой передачи жестко соединяется с ведущим валом 1 второй передачи). Её передаточное отношение равно произведению составляющих $i_{\Sigma} = i_1 i_2$, КПД определяется аналогично: $\eta_{\Sigma} = \eta_1 \eta_2$. Такие передачи оказались гораздо экономичнее других механических передач при передаточных отношениях в пределах 16...125. При этом КПД двухступенчатой передачи соответственно имеет значение 0,97...0,93, что существенно выше, чем у червячных передач (у них КПД опускается до значений ниже 0,5) и даже волновых передач с КПД 0,8...0,9 [1].

Возможные перспективы использования

Планетарные передачи, несмотря на их сложность, очень перспективны, если требуется высокая компактность и расширение функций передачи –

реверс, наборы передаточных отношений. Планетарные передачи позволяют иметь высокие передаточные отношения, позволяют создавать комбинированные схемы с бесступенчатыми передачами, допускают упрощенное включение передачи торможением одного из звеньев. Планетарные схемы очень перспективны для повышения КПД как зубчатых передач, так и других, например, фрикционных [2]. Применение планетарных механизмов в коробках передач обеспечивает следующие преимущества:

- уменьшение габаритов трансмиссии;
- высокую надежность работы (сохранение работоспособности даже при потере нескольких зубьев на одном из центральных колес);
- высокий КПД при относительно больших передаточных числах;
- отсутствие поперечной нагрузки на основных валах;
- возможность изменения передаточного числа без вывода зубчатых колес из зацепления при использовании управляющих элементов планетарной передачи (фрикционы, тормоза, обгонные муфты);
- возможность отсоединения вала двигателя от трансмиссии при использовании фрикционов коробки передач (коробка передач одновременно выполняет роль главного фрикциона);
- высокую скорость переключения передач, способствующую повышению скорости движения машины и плавности хода.

К главным недостаткам планетарных передач следует отнести:

- необходимость повышенной точности изготовления вследствие наличия избыточных связей (наличия «лишних» сателлитов);
- резкое снижение КПД при больших передаточных отношениях;
- определенные сложности при проектировании передачи по сравнению с обычными зубчатыми передачами, так как приходится учитывать одновременное выполнение нескольких условий (должны выполняться условия соосности, соседства и сборки [3]).

Переход от обычных передач к планетарным обеспечивает снижение веса в 1,5–5 раз. Наряду с малыми габаритами и весом, планетарные передачи отличаются высокой надежностью, малыми потерями на трение, составляющими в авиационных и судовых приводах ~1 % при одной ступени, ~1,5–2 % при двух ступенях, и существенно лучшими, чем в простых передачах, виброакустическими свойствами [2].

В настоящее время планетарные передачи используют на мощности от нескольких ватт (механизмы приборов, сервопривод) до мегаватт (например, быстроходные приводы ветровых электростанций) при огромных вращающих моментах – до $5 \cdot 10^6$ нм. Все это создает большие преимущества планетарным передачам, да и вообще планетарным схемам механизмов, делая их весьма перспективными во многих отраслях машиностроения.

Библиографический список

1. Гулиа, Н.В. Детали машин: учебник / Н.В. Гулиа, В.Г. Клоков, С.А. Юрков; Под общ. ред. Н.В. Гулиа. – 2-е изд. – СПб.: Изд-во «Лань», 2010. – 416 с.
2. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев. – 2-е изд., пер. и доп. – М.: Изд-во «Машиностроение», 1986. – 307 с.
3. Теория механизмов и машин: Учебник для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. школа, 1987. – 496 с.
4. Теория механизмов / под ред. В.А. Гавриленко. – М.: Высш. школа, 1973. – 511 с.
5. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие / под ред. Г.А. Тимофеева и Н.В. Умнова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Е. Баумана, 2010. – 154 с.
6. URL: <http://www.h-pac.ru/catalog/mobile/planetary-gearbox/>.
7. URL: <http://www.tmm-umk.bmstu.ru/main/menu/variant/planeta.htm/>.

[К содержанию](#)