



МЧС РОССИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**«УРАЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ГОСУДАРСТВЕННОЙ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ
СЛУЖБЫ МИНИСТЕРСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ПО ДЕЛАМ
ГРАЖДАНСКОЙ ОБОРОНЫ, ЧРЕЗВЫЧАЙНЫМ СИТУАЦИЯМ
И ЛИКВИДАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ СТИХИЙНЫХ БЕДСТВИЙ»**

Кафедра пожарной, аварийно-спасательной техники и специальных
технических средств

Реферат

по теме: «Планетарные передач»

Выполнила: курсант группы ТБ-323
факультета пожарной и техносферной безопасности
рядового внутренней службы
Верхотурцева Вероника Сергеевна

Руководитель: старший преподаватель кафедры
ПАСТиСТС
Королькова Ирина Юрьевна

Екатеринбург

2025

Планетарные зубчатые передачи

Введение

Основными достоинствами планетарных передач являются большое передаточное отношение, компактность и малая масса. Последнее объясняется распределением нагрузки между несколькими сателлитами и применением передач с внутренним зацеплением, обладающим повышенной нагрузочной способностью. Вследствие этого они находят широкое применение в редукторах газотурбинных двигателей и главных редукторах вертолётот.

Целью работы является исследование планетарной передачи и кинематический анализ передачи.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- Рассмотреть основные понятия и классификация планетарных передач;
- Оценить основные преимущества и недостатки планетарных передач, их применение;
- Показать расчёт планетарных передач.

Глава I. Основные понятия и классификация планетарных передач

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колеса с подвижными осями. Отличительной особенностью механизмов, включающих планетарную передачу – является наличие двух или более степеней свободы. При этом угловая скорость любого звена передачи определяется угловыми скоростями остальных звеньев.

Основными звеньями планетарной передачи называют такие, которые воспринимают внешние моменты и вращаются вокруг оси водила (рис. 1).

Рисунок 1. Планетарная передача.

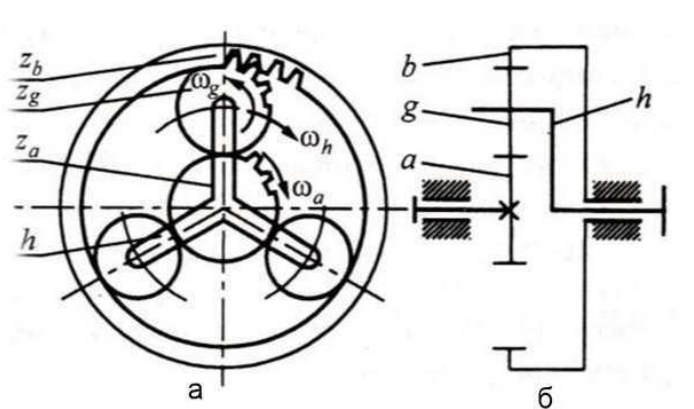


Схема простой планетарной передачи

а – конструктивная схема; б – кинематическая схема; z_a , z_b – центральные колеса; z_g – сателлиты; h – водила

Классификация планетарных передач:

- классические — позволяют двигаться в переднем и заднем направлениях, управлять скоростью и направлением движения.
- реверсивные — позволяют менять направление вращения выходного вала без остановки двигателя.
- дифференциальные — позволяют двум или более валам вращаться с разной скоростью и передавать мощность нескольким механизмам одновременно.
- многоступенчатые — увеличивают передаточное отношение за счёт увеличения количества ступеней.

Наибольшее распространение получила простая одинарная планетарная передача, она конструктивно проста, имеет малые размеры. КПД такой передачи $\eta=0,96\ldots 0,98$ при передаточных числах $u=3\ldots 8$, которая состоит из:

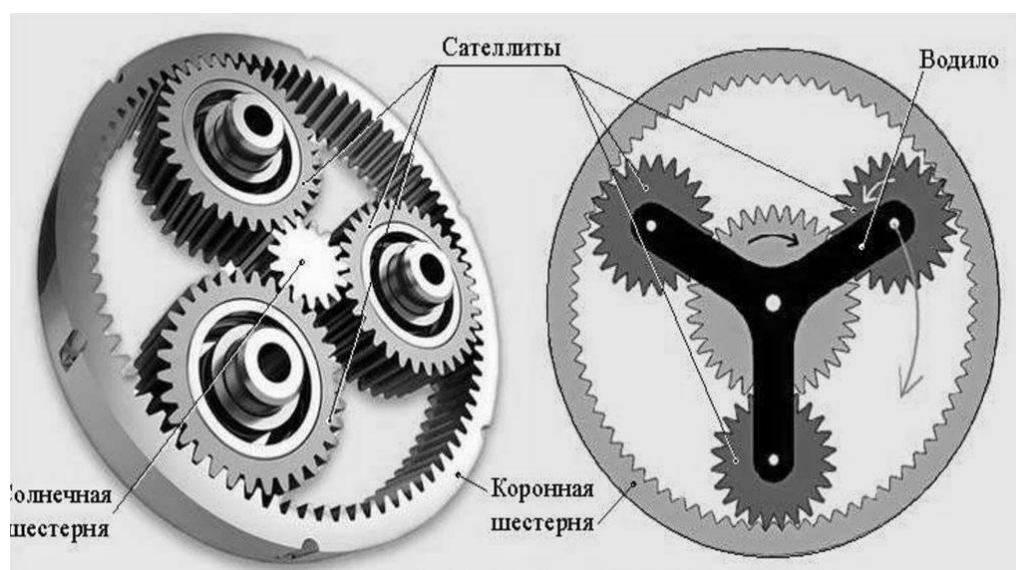
- центрального колеса с наружными зубьями;
- неподвижного центрального колеса с внутренними зубьями;
- сателлитов – колес с наружными зубьями, которые зацепляются с центральным и неподвижным центральным колесом;
- водила, на котором закреплены оси сателлитов.

Обычно внешнее центральное колесо с внутренними зубьями называют коронными, а внутреннее колесо с внешними зубьями – солнечным колесом.

При неподвижном коронном колесе вращение солнечного вызовет вращение сателлитов относительно собственных осей, а обкатывание сателлитов по коронному колесу перемещает их оси и вращает водило. Сателлиты таким образом совершают вращение относительно водила и вместе с водилом вокруг центральной оси, то есть совершают движение, подобное движению планет. Поэтому такие передачи и называют планетарными.

При неподвижном коронном колесе движение передают чаще всего от солнечного колеса к водилу, можно передавать движение от водила к центральному колесу.

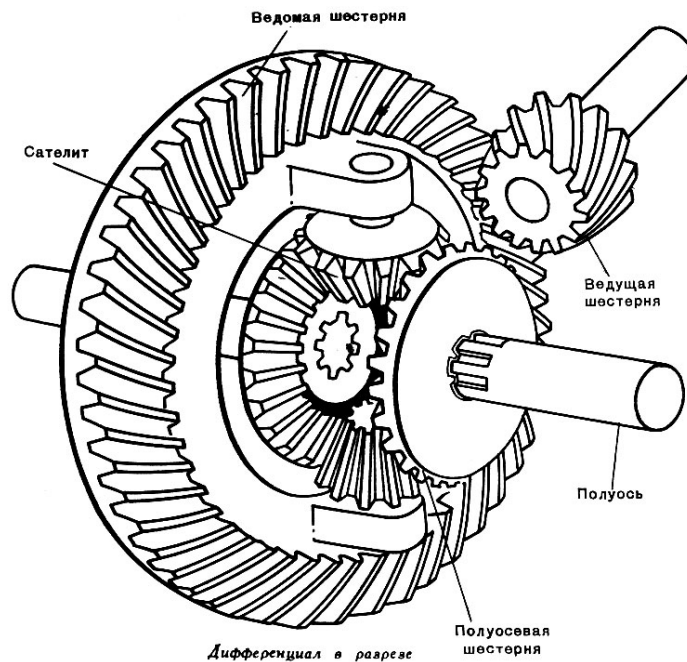
Рисунок 2. Однорядная планетарная передача.



В планетарных передачах применяют не только цилиндрические, но и конические колеса с прямым или косым зубом.

Если в планетарной передаче сделать подвижными звенья, то есть оба колеса и водило, то такую передачу называют дифференциальной. При этом можно суммировать движение двух звеньев на одном или раскладывать движение одного звена на два остальных.

Рисунок 3. Дифференциальная планетарная передача.



Глава II. Основные преимущества и недостатки планетарных передач, их применение

Планетарные передачи по сравнению с обычными имеют следующие преимущества:

- небольшие размеры и масса;
- высокая эффективность и низкий уровень шума;
- адаптивность.

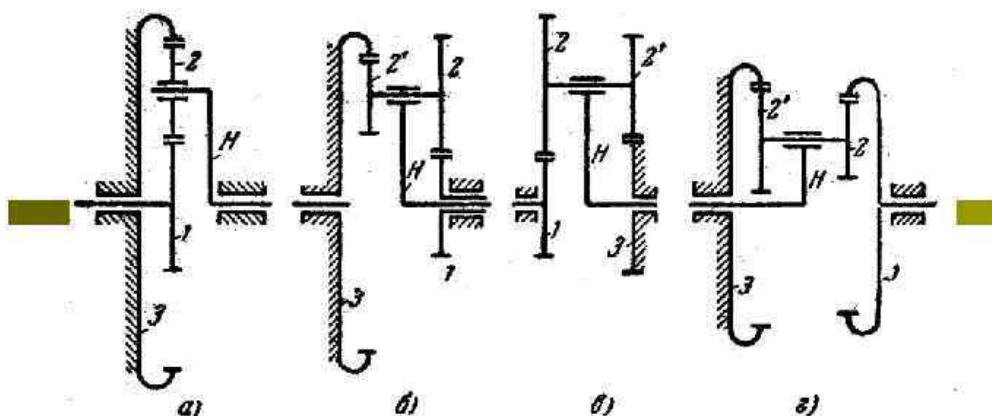
К недостаткам планетарной передачи можно отнести следующее:

- сложность изготовления;
- дороговизна.

Существует много различных типов и конструкций планетарных передач.

Планетарные механизмы, в составе которых есть одна или несколько передач делятся на одно-, двух- и многорядные. Каждый набор из центральных зубчатых колес и сателлитов, вращающихся в одной плоскости, образует планетарный ряд.

Рисунок 4. Виды планетарных передач.



Типовые схемы планетарных передач:

а) однорядный; б) двухрядный со смешанным зацеплением;

в) двухрядный с двумя внешними зацеплениями;

г) двухрядный с двумя внутренними зацеплениями;

1 – центральное колесо; 2 – сателлиты; 3 – опорное колесо; Н – водило

Планетарные передачи применяют как редукторы в силовых передачах и приборах, в коробках передач автомобилей и другой самоходной техники, при этом передаточное число может меняться путем поочередного торможения различных звеньев, в дифференциалах автомобилей, тракторов.

Широкое применение такие передачи получили в автоматических коробках передач автомобилей благодаря удобству управления передаточными числами и компактности.

В автомобильной промышленности планетарные передачи используются в автоматических коробках передач для передачи крутящего момента от двигателя к колесам с возможностью смены скоростей без потери мощности.

В робототехнике и мехатронике планетарные передачи используются в двигателях и приводах для управления скоростью и направлением движения роботов и манипуляторов.

В аэрокосмической отрасли планетарные передачи применяются в двигателях и приводах спутников, марсоходов и других космических аппаратов для управления скоростью и направлением движения.

Глава III. Расчет планетарных передач

Расчёт на прочность планетарной передачи проводят по методике, аналогичной расчёту цилиндрических зубчатых передач.

Алгоритм расчёта:

1. Выбрать схему редуктора.
2. Определить исходные данные: передаточное число, крутящий момент и частоту вращения выходного вала.
3. Подобрать число зубьев с проверкой условий сборки и соседства планетных шестерней.
4. Рассчитать угловые скорости колёс.
5. Вычислить КПД и моменты выходных валов.
6. Рассчитать прочность зацепления.

Основными критериями работоспособности для большинства планетарных передач являются усталостная контактная прочность рабочих поверхностей зубьев и прочность зубьев при изгибе.

При расчёте контактной прочности проверяют условие, что напряжение не превышает допустимого значения. Вычисления проводят по формуле Герца для цилиндрических поверхностей, добавляя уточняющие коэффициенты:

$$\sqrt{\frac{q_H E_{np}}{2\pi\rho(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H],$$

Где $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, зависящее от материала колес, химико-термической обработки и технологии изготовления зубчатого колеса; q_H – расчетная нормальная нагрузка, которая определяется по формуле:

$$q_H = \frac{F_n K_H}{l_\Sigma}, \text{ Н/мм.}$$

Подставляя величины F_n и l_Σ , получим:

$$q_H = \frac{F_t K_H \cos\beta}{K_{\varepsilon\alpha} b_w \cos\alpha_w \cos\beta} = \frac{F_t K_H}{K_{\varepsilon\alpha} b_w \cos\alpha_w}$$
$$\text{или } q_H = \frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_H}{d_1 b_w K_{\varepsilon\alpha} \cos\alpha_w}, \text{ Н/мм,}$$

где K_H – коэффициент нагрузки.

При расчёте на изгиб принимают условие, что вся нагрузка передаётся одной паре зубьев и приложена к его вершине. Расчётное напряжение не должно превышать допустимое.

Для обеспечения высокой долговечности приводная техника с планетарными передачами должна работать с запасами прочности не менее 1,2–1,4 по контактным напряжениям и 1,5–1,8 по напряжениям изгиба.

Кинематический и энергетический расчёт

Передаточное отношение передачи определяется по формуле (1):

$$i_{пл} = n_a / n_h$$

(1)

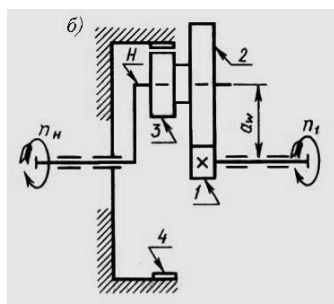
где n_a – частота вращения входного вала; n_h – частота вращения выходного вала [об/мин].

Для передач с двухвенцовыми сателлитами вводится коэффициент соотношения диаметров сателлита, который определяется по формуле (2):

$$K_r = d_g / d_f \quad (2)$$

где d_g – делительный диаметр сателлита g , d_f – делительный диаметр сателлита f . Коэффициент K_r рекомендуется назначать из справочного материала. Рекомендуемые значения передаточных отношений для одновенцовых сателлитов $i = 3 \dots 9$, для двухвенцовых $i = 7 \dots 16$. При $i < 8$ применяются только одновенцовые сателлиты. При $i < 10$ целесообразно применять одновенцовые сателлиты с $K_r = 1$. При $i > 10$ применяются только двухвенцовые сателлиты.

Рисунок 5. Планетарная передача с двухвенцовыми сателлитами.



После выбора коэффициента K_r определяются передаточные отношения ступеней и частоты вращения колёс в обращённом движении (при остановленном водиле).

Передаточное отношение ступени а - g :

$$i_{ag} = \frac{i_{пл}}{2} - 1 \text{ — с одновенцовыми сателлитами;}$$

$$i_{ag} = \frac{i_{пл}}{K_r + 1} - 1 \text{ — с двухвенцовыми сателлитами.}$$

Передаточное отношение ступеней g – b, f – b:

$$i_{gb} = i_{fb} = \frac{i_{пл} - 1}{i_{ag}}.$$

Частоты вращения колёс в обращённом движении:

$$n_a^h = n_a - n_h;$$

$$n_g^h = n_f^h = \frac{n_a^h}{i_{ag}};$$

$$n_b^h = n_h.$$

После расчёта передаточных отношений определяется максимально допустимое значение числа сателлитов из условия соседства:

$$a'_c \leq \frac{0,9\pi}{\arcsin\left(\frac{i_{пл} - 2}{i_{пл}}\right)} \text{ — с одновенцовыми сателлитами;}$$

$$a'_c \leq \frac{0,9\pi}{\arcsin\left(\frac{i_{пл} - 1 - K_r}{i_{пл}}\right)} \text{ — с двухвенцовыми сателлитами.}$$

Расчетное значение округляется до целого числа в меньшую сторону. Рекомендуется принимать $a_c > 3$. Если получено $a'_c < 3$, то необходимо увеличить коэффициент K_r . В высоконагруженных 9 и скоростных передачах не рекомендуется применять чётное число сателлитов (2, 4, 6 и т.д.) по условиям вибрационной прочности редуктора.

Крутящий момент в Н. мм на входном валу определяется по формуле:

$$T_a = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_a}{n_a}.$$

где P_a – мощность двигателя, кВт.

Крутящий момент, передаваемый одному потоку, для ступени a g – определяется по формуле:

$$T_{ag} = \frac{T_a K_{\text{нпр}}}{a_c},$$

где $K_{\text{нпр}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами.

Крутящий момент, передаваемый одним потоком для ступеней g b – , f b – определяется по формуле:

$$T_{gb} = T_{fb} = T_{ag} i_{ag} \eta,$$

где η – коэффициент полезного действия цилиндрической передачи, определяемый в зависимости от степени точности изготовления (СТ):

$$\begin{aligned} \eta &= 0,99 \dots 0,995 \text{ – для 5-й степени точности;} \\ \eta &= 0,98 \dots 0,99 \text{ – для 6-й и 7-й степеней точности.} \end{aligned}$$

Проектировочный расчёт передачи

Проектировочный расчёт планетарной передачи редуктора необходимо начинать с наиболее нагруженной ступени a – g .

Диаметр центрального колеса прямозубой передачи в мм из условия контактной прочности:

$$d_a = 77 \sqrt[3]{\frac{T_{ag} K_H (i_{ag} + 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]_{ag}^2 i_{ag}}},$$

где K_H – коэффициент нагрузки по контактным напряжениям; ψ_{bd} – коэффициент ширины зуба относительно диаметра шестерни. Коэффициент нагрузки предварительно рекомендуется принимать равным $K_H = 1,2 \dots 1,4$.

Коэффициент ширины зуба колеса рекомендуется принимать равным $\psi_{bd} = 0,4 \dots 0,8$.

Ширина центрального колеса и сателлита g :

$$b_1 = \psi_{bd} d_a$$

Величина b_1 округляется до целого числа. Ориентировочное значение межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{d_a (i_{ag} + 1)}{2}.$$

Ориентировочные значения диаметров сателлитов:

$$d_g = d_a i_{ag},$$

$$d_f = \frac{2a_w}{i_{fb} - 1}.$$

Ширина корончатого колеса из условия контактной прочности:

$$b_2 = 77^3 \frac{T_{gb} K_H (i_{gb} - 1)}{[\sigma_H]_{gb}^2 d_g^2 i_{gb}}.$$

Ширина корончатого колеса и сателлита f из условия контактной прочности:

$$b_2 = 77^3 \frac{T_{fb} K_H (i_{fb} - 1)}{[\sigma_H]_{fb}^2 d_f^2 i_{fb}}.$$

Значение b_2 округляется до целого числа.

Модуль передачи из условия изгибной прочности:

$$m_1 = \frac{2T_{ag} K_F Y_F}{d_a b_1 [\sigma_F]} - \text{для ступеней } a - g, g - b;$$

$$m_2 = \frac{2T_{fb} K_F Y_F}{d_f b_2 [\sigma_F]} - \text{для ступени } f - b,$$

где K_F – коэффициент нагрузки по напряжениям изгиба; Y_F – коэффициент формы зуба. При проектировочном расчёте рекомендуется принимать $K_F = 1,1 \dots 1,3$ и $Y_F = 3,8 \dots 4,2$. В качестве допускаемого напряжения изгиба $[\sigma_F]$

принимается меньшее из двух значений для сателлита и колеса. Значение модуля округляется до стандартного по табл. 1. По технологическим требованиям значение модуля следует принимать не менее минимального, т.е. $m \geq m_{\min}$. При цементации и азотировании $m_{\min} = 2,5$ мм.

Таблица 1. Стандартные значения модуля цилиндрических передач.

Ряд	Модуль, мм									
1	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
2	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22

Условия сборки, соосности и соседства планетарной передачи с однорядными сателлитами

Условие сборки планетарной передачи – это соотношение между числами зубьев колес передачи, которое обеспечивает ее сборку.

Суть такого условия заключается в то, что во всех зацеплениях центральных колес с сателлитами должно быть совпадение зубьев со впадинами, иначе собрать передачу будет невозможно.

Общий случай условия сборки $\frac{Z_1 + Z_3}{n_w} = \text{целое число};$

Частный случай условия сборки: $\frac{Z_1}{n_w} = \text{целое число}$ и $\frac{Z_3}{n_w} = \text{целое число}.$

где Z_1 – число зубьев зубчатого колеса 1; Z_3 – число зубьев зубчатого колеса 3; n_w – число сателлитов.

Условие соосности планетарной передачи – требование, согласно которому межосевое расстояние зубчатых пар передачи одинаковы, что обеспечивает совпадение осей центральных колес и сателлитов.

При выполнении условия соосности учитывают, что внутреннее зацепление практически неосуществимо без смещений исходного контура. Выполняют это условие, варьируя величины коэффициентов смещений, а также, например, углы наклона зубьев.

Так как в планетарных рядах применяются прямозубые колеса, а в простом ряду все колеса одного модуля m , можем записать:

$$a_{1-2} = m (z_1 + z_2)/2 ;$$

$$a_{2-3} = m (z_3 - z_2)/2,$$

Приравнивая друг к другу правые части равенств: $z_1 + 2z_2 = z_3$.

Условие соседства планетарной передачи – требование, которое обеспечивает установку сателлитов в водиле без соприкосновения вершин зубьев соседних сателлитов.

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{C} > z_2 + 2$$

где C – число сателлитов.

Чтобы между планетами оставался зазор, сумма радиусов соседних шестерней не должна превышать осевое расстояние между ними.

Заключение

Планетарные передачи — это уникальные и эффективные механизмы, обеспечивающие плавное и мощное передвижение, что делает их важным инновационным элементом в различных отраслях техники и технологий.

Перспективы развития:

- Использование новых материалов: Применение высокопрочных сталей и композитов для снижения веса.
- 3D-печать и компьютерное моделирование: Оптимизация геометрии зубьев и снижение производственных издержек.
- Гибридные решения: Комбинация планетарных передач с волновыми механизмами для повышения точности.

Планетарные передачи остаются ключевым элементом современных механических систем, сочетая высокую эффективность, надежность и универсальность. Их дальнейшее совершенствование направлено на увеличение КПД, снижение массы и расширение области применения в условиях растущих требований к компактности и точности.

Список литературы

1. Сарсенов, Б. А. Планетарная передача / Б. А. Сарсенов, Н. А. Максудова. — Текст : непосредственный // Молодой ученый. — 2018. — № 48 (234). — С. 46-48.
2. Детали машин и основы конструирования. В 2 ч. Ч. 1. Зубчатые и червячные передачи: учебно-методическое пособие / В.Ф. Водейко. М.: МАДИ, 2017. – 96 с;
3. Расчёт и проектирование планетарных передач авиационных редукторов: учебное пособие / В.Б. Балякин, И.С. Барманов. – Самара / Издательство Самарского университета, 2020. – 76 с;
4. Курсовое проектирование по деталям машин для авиационных специальностей: метод. указания к курсовому проектированию / Е.П. Жильников, Б.М. Силаев, В.П. Тукмаков. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 32 с.
5. Дунаев, П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Машиностроение, 2004. – 560с.
6. Жильников, Е.П. Детали машин: конспект лекций для студентов факультета ИВТ / Е.П. Жильников, А.Н. Тихонов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 256 с.