

Цилиндрические передачи Новикова

Недостатки эвольвентного зацепления

- а) малые приведенные радиусы кривизны рабочих поверхностей;
- б) повышенную в связи с линейным контактом зубьев чувствительность к перекосам;
- в) потери на трение в зацеплении в связи с существенным скольжением.



Сжатие цилиндров.

Формула Герца для определения наибольших контактных напряжений

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{K_H F_n}{\rho_{np} l_\Sigma}},$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

$$\rho_{np} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{2}{\rho_2}.$$

Цилиндрические передачи Новикова

Скольжение и трение в зацеплении.

В точках контакта C наблюдается перекатывание и скольжение зубьев. Скорость скольжения v_s как относительную скорость можно определить, используя известное правило механики.

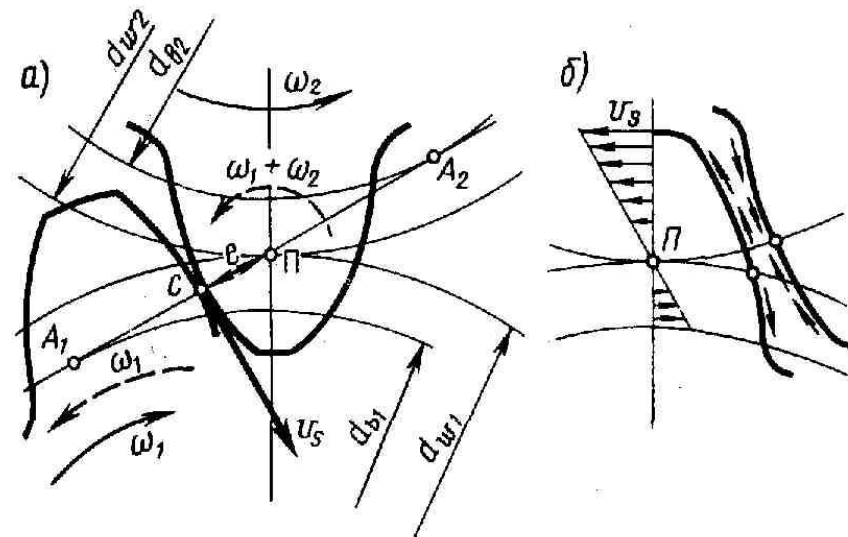
Сообщим всей системе угловую скорость с обратным знаком. При этом шестерня останавливается, а колесо проворачивается вокруг полюса зацепления Π , как мгновенного центра, с угловой скоростью, равной $(\omega_1 + \omega_2)$.

Скорость относительного движения (скольжения) в точке C : $V_s = e(\omega_1 + \omega_2)$.

Скорость скольжения пропорциональна расстоянию e точки контакта от полюса. В полюсе она равна нулю, а при переходе через полюс меняется знак.

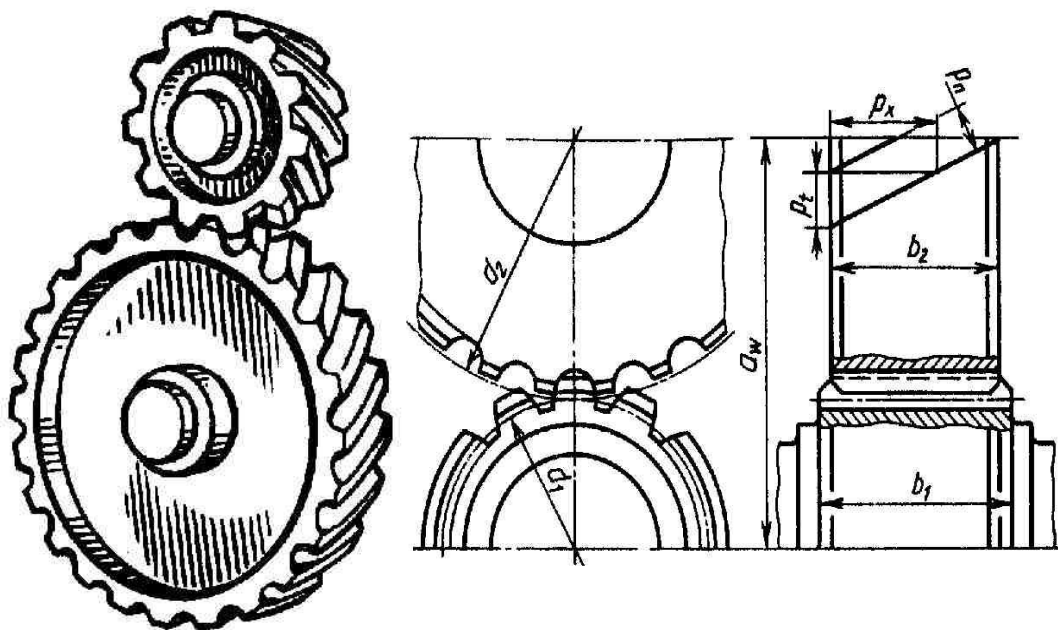
Переходя от линии зацепления к поверхности зубье (рис. б), отметим, что максимальное скольжение наблюдается на ножках и головках зубьев, на начальной окружности оно равно нулю и изменяет направление. Скольжение сопровождается трением.

Трение является причиной потерь в зацеплении и износа зубьев. У ведущих зубьев силы трения направлены от начальной окружности, а у ведомых — наоборот.



Цилиндрические передачи Новикова

Данные недостатки уменьшены в зацеплении Новикова



В этом зацеплении контакт зубьев перемещается **не по профилю**, как в прямозубом эвольвентном зацеплении, **а вдоль зуба**, причем **скорость перемещения и угол давления остаются постоянными**.

Это позволяет очерчивать профили зубьев несопряженными кривыми, в частности дугами окружностей с близкими радиусами кривизны при внутреннем касании.

Линия зацепления расположена параллельно осям колес, а не в плоскости их вращения.

Цилиндрические передачи Новикова

Преимущества передач с круговыми зубьями (по сравнению с эвольвентным зацеплением):

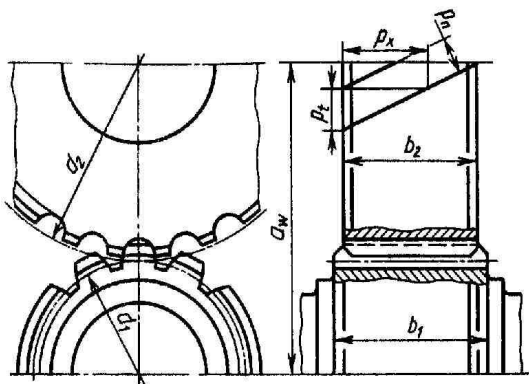
- большие радиусы кривизны активных поверхностей в продольной плоскости ведет к тому, что контакт происходит по поверхности, а не по линии;
- контакт по поверхности обуславливает повышенную контактную несущую способность по сравнению с эвольвентным зацеплением в 1,5...2 раза;
- повышенная контактная несущая способность также формируется за счет повышенной удельной несущей способности масляного клина между зубьями (это связано с тем, что скорость качения направлена перпендикулярно к линии контакта и в несколько раз превышает таковую в эвольвентных передачах).

Применение передач Новикова:

- редукторы общего назначения в судостроении, общем машиностроении (зачастую там, где необходимо обеспечить повышенную несущую способность при неизменных габаритах по сравнению с эвольвентным зацеплением);
- из-за большой ширины, чем в прямозубых эвольвентных, применение передач Новикова затруднено в планетарных редукторах и коробках передач.

Цилиндрические передачи Новикова

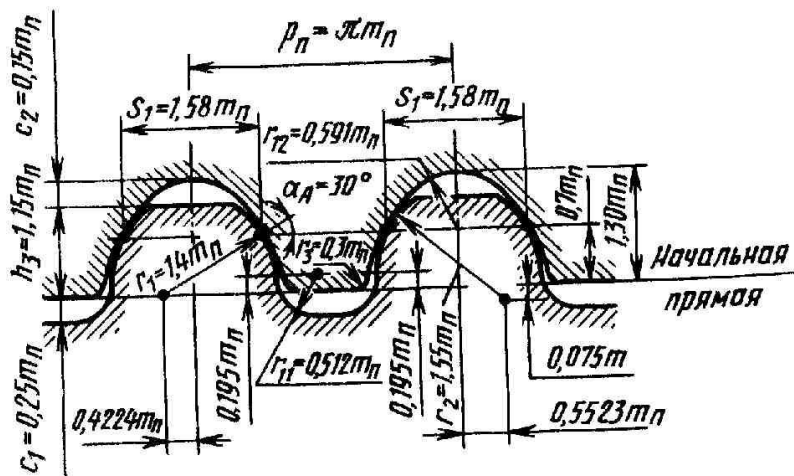
Передачи Новикова с одной линией зацепления (ОЛЗ)



В передачах с одной линией зацепления профиль зуба одного колеса (как правило, шестерни) делается выпуклым, а другого – вогнутым.

Если **ведущим** является зубчатое **колесо с выпуклым профилем зубьев**, то точка контакта находится за полюсом зацепления и передачу называют **заполюсной**.

Если **ведет колесо с вогнутым профилем зубьев**, то точка контакта находится до полюса зацепления и передача называется **дополюсной**.



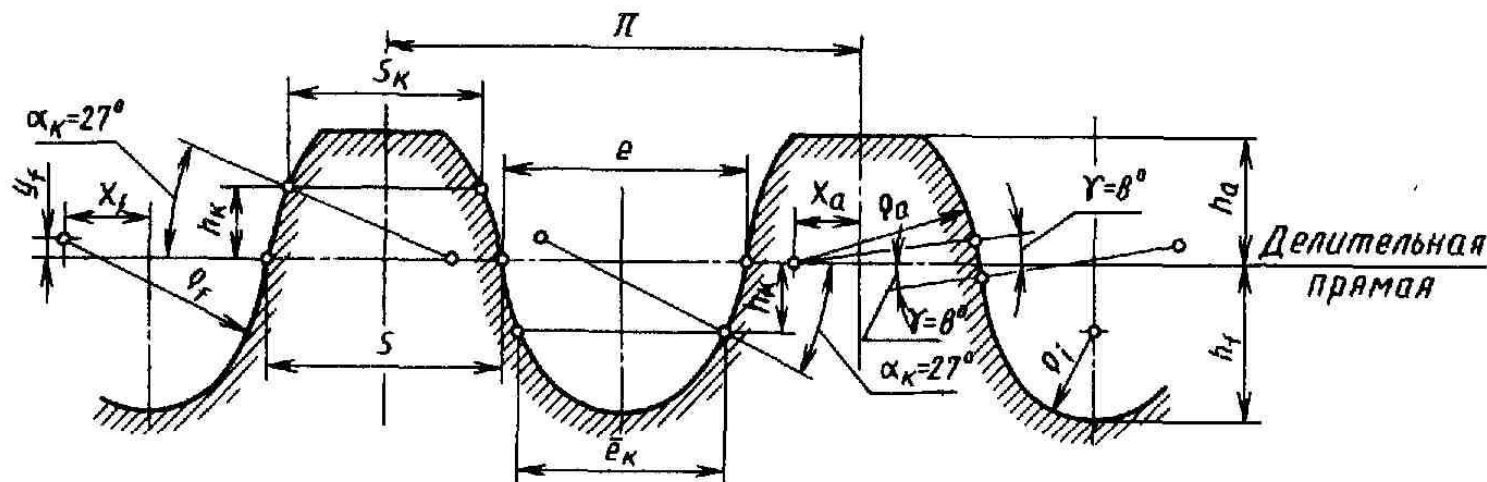
Выпуклый профиль располагается вне начальной окружности, что позволяет делать шестерню без врезания в вал при значительно меньшем числе зубьев, чем при эвольвентном профиле.

Цилиндрические передачи Новикова

Передачи Новикова с двумя линиями зацепления (ДЛЗ)

Передача с ДЛЗ представляет собой сочетание доплюсной и заплуюсной передачи: головки зубьев шестерни и колеса имеют выпуклый профиль, а ножки вогнутый. Это дает то, что для изготовления выпуклых и вогнутых колес требуется разный инструмента, а для колес с ДЛЗ – один. Передачи Новикова с ДЛЗ обладают повышенной контактной и изгибной прочностью.

Исходный контур ДЛЗ по ГОСТ 15023–76



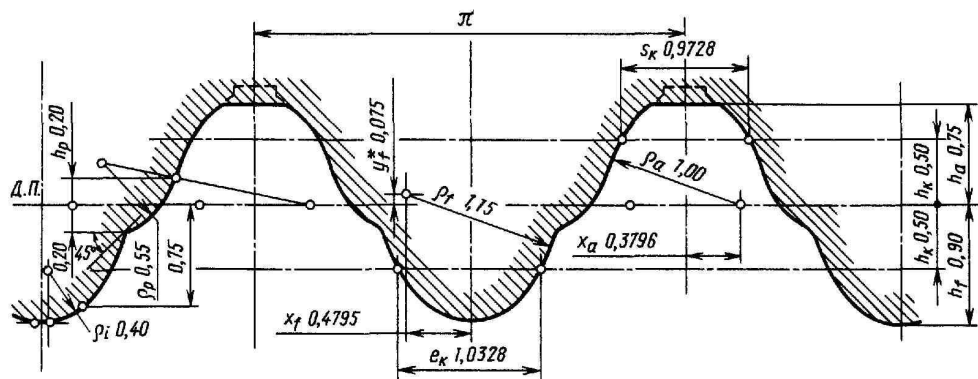
Цилиндрические передачи Новикова

Области применения профилей.

ДЛЗ по ГОСТ 15023-76: передачи твердостью ≤ 320 НВ с $m \leq 16$ мм и $v \leq 20$ м/с.

ДЛЗ 1.0-0.15 (с радиусами профилей в долях от нормального модуля 1.0 и 1.15):
твердость зубьев ≤ 40 HRC₃.

ДЛЗ 0.7-0.15 (с радиусами профилей 0.7 и 0.85): твердость зубьев ≥ 45 HRC₃.

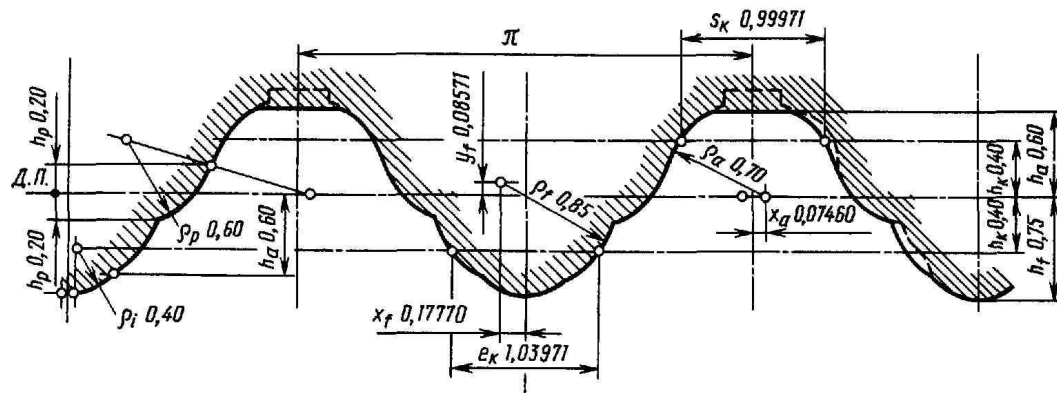


Перспективный исходный контур

ДЛЗ 1.0-0.15

Перспективный исходный контур

ДЛЗ 0.7-0.15



Цилиндрические передачи Новикова. Основные параметры

Числа зубьев шестерен z_1 обычно выбирают в диапазоне 10...25, меньшие значения – при больших передаточных числах и малых скоростях. Малые значения z_1 допустимы в связи с отсутствием подреза.

Модуль m – нормальный (в соответствии с ГОСТ 14186-69), выбирается по первому предпочтительному или по второму ряду:

1-й ряд	1,6	2	2,5	3,15	4
2-й ряд	1,8	2,25	2,8	3,55	4,3

1-й ряд	5	6,3	8	10	12,5	16
2-й ряд	5,6	7,1	9	11,2	14	18

С ростом модуля растут размеры опасного сечения зуба и длина линии контакта, поэтому существенно увеличиваются как изгибная, так и контактная прочность.

Угол наклона зубьев рекомендуют выбирать 10...25° для косозубых передач и 20...45° для шевронных.

При уменьшении угла повышается несущая способность передачи, так как увеличиваются радиусы кривизны зубьев в плоскости, перпендикулярной линии контакта, и увеличивается скорость качения, а следовательно, толщина масляного клина между зубьями, но при этом увеличивается осевой шаг и осевые габариты передачи.

Цилиндрические передачи

Новикова. Основные параметры

Общие сведения о коэффициенте перекрытия зубчатых передач

Необходимым условием непрерывности зацепления зубьев и постоянства передаточного отношения является условие, чтобы коэффициент перекрытия был больше единицы.

В общем случае он складывается из коэффициента торцевого ε_λ и осевого ε_β перекрытия.

Коэффициент торцевого перекрытия ε_α – равен отношению угла поворота зубчатого колеса от входа в зацепление торцевого профиля его зуба до выхода из зацепления, к угловому шагу $2\pi/z$.

ИЛИ

ε_α – равен отношению длины активной линии зацепления к шагу по основной окружности p_b .

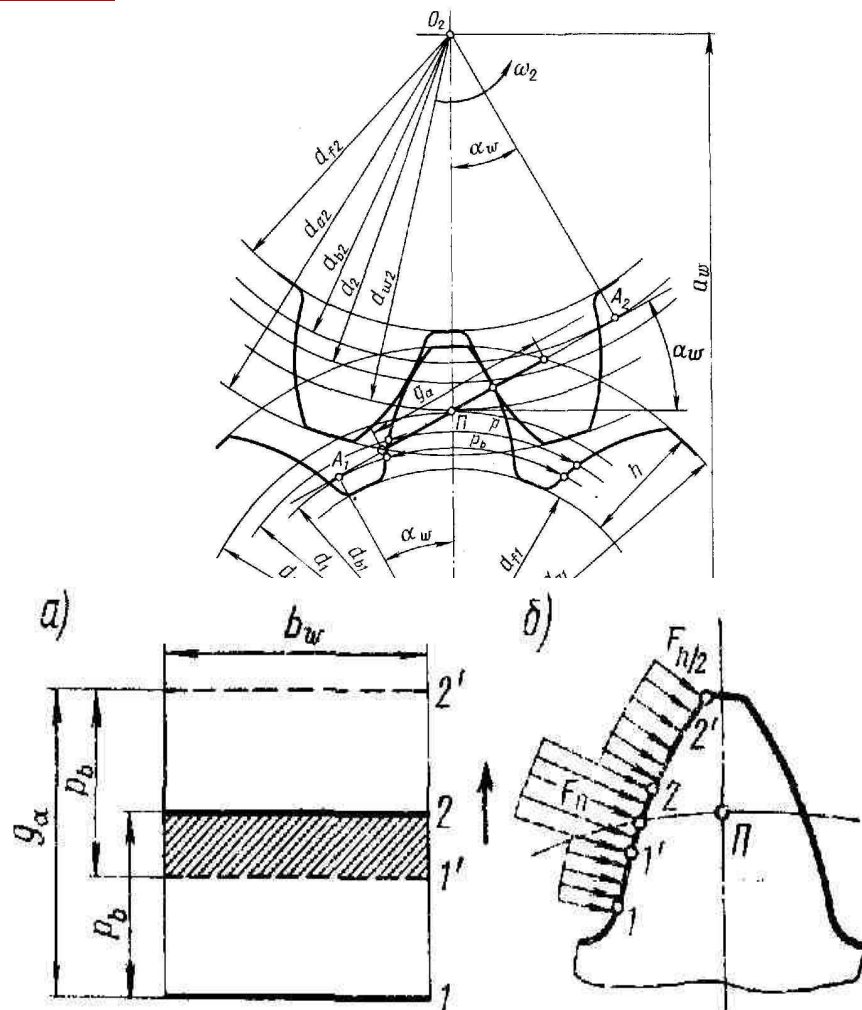
Характеризует плавность работы передачи и совместную работу зубьев (продолжительность зацепления). Обычно $\varepsilon_\alpha = 1.2...1.8$.

Коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = b_w/p_t$ показывает сколько окружных (осевых) шагов p_t по делительной окружности "вмещается" на ширине зубчатого венца b_w .

Цилиндрические передачи Новикова. Основные параметры

При вращении колес линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления (рис. а), у которого одна сторона равна длине активной линии зацепления g_α , а другая - рабочей ширине зубчатого венца b_w . Пусть линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $p_b < g_\alpha$ в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев. При вращении колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая пара займет положение 1'. При дальнейшем движении на участке 1'...2 зацепляется только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление.

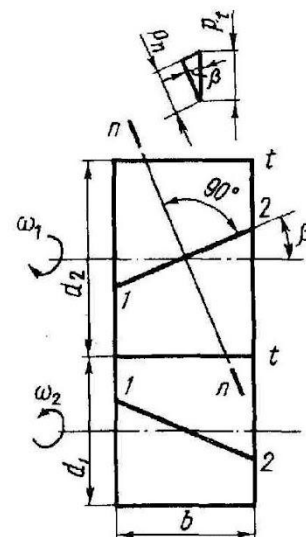
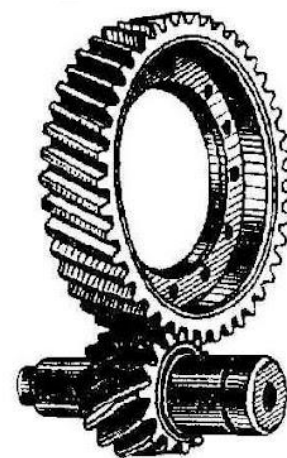
Переходя от поля зацепления к профилю зуба (рис. б), можно отметить, что зона однопарного зацепления 1...2 располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления. В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного зацепления (приближенно) — только половину нагрузки. Размер зоны однопарного зацепления зависит от значения коэффициента торцового перекрытия.



Цилиндрические передачи Новикова. Основные параметры

У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол β . Оси колес при этом остаются параллельными. Для нарезания косых зубьев используют инструмент такого же исходного контура, как и для нарезания прямых. Поэтому профиль косого зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба. Модуль в этом сечении должен быть также стандартным.

В торцовом сечении $t-t$ параметры косого зуба изменяются в зависимости от угла β : окружной шаг $p_t = p_n / \cos\beta$, окружной модуль $m_t = m_n / \cos\beta$. Индексы n и t приписывают параметрам в нормальном и торцовом сечениях соответственно.



Цилиндрические передачи Новикова. Основные параметры

Многопарность и плавность зацепления.

В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Зацепление здесь распространяется в направлении от точек 1 к точкам 2.

Перемещение линий контакта зубьев.

В рассматриваемый момент времени в зацеплении находится три пары зубьев 1, 2 и 3. При этом пара 2 зацепляется по всей длине зубьев, а пары 1 и 3 — лишь частично. В следующий момент времени пара 3 выходит из зацепления и находится в положении 3'. Однако в зацеплении еще остались две пары 2' и 1'.

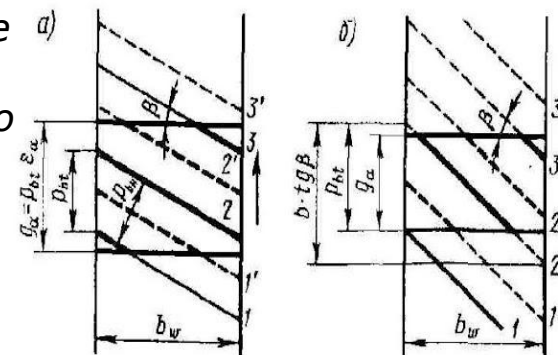
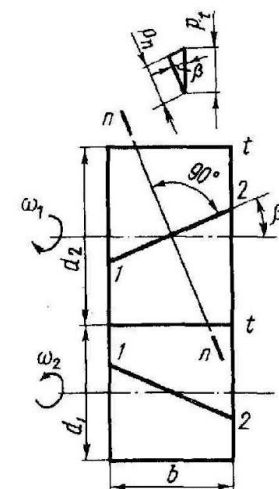
В отличие от прямозубого косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления.

В косозубых передачах зубья нагружаются постепенно по мере захода их в поле зацепления, а в зацеплении всегда находится минимум две пары. Плавность косозубого зацепления начительно понижает шум и дополнительные динамические нагрузки.

Косозубые колеса могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha < 1$, если обеспечено осевое перекрытие $b_w > p_{bt}/\text{tg}\beta$. Т.о. коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = b_w \text{tg}\beta / p_{bt} \approx b_w \sin\beta / (\pi m)$.

Рекомендуют принимать $\varepsilon_\beta \geq 1,1$.

В косозубом зацеплении нагрузка распределяется на всю суммарную длину контактных линий 1, 2, 3.



Цилиндрические передачи Новикова. Основные параметры

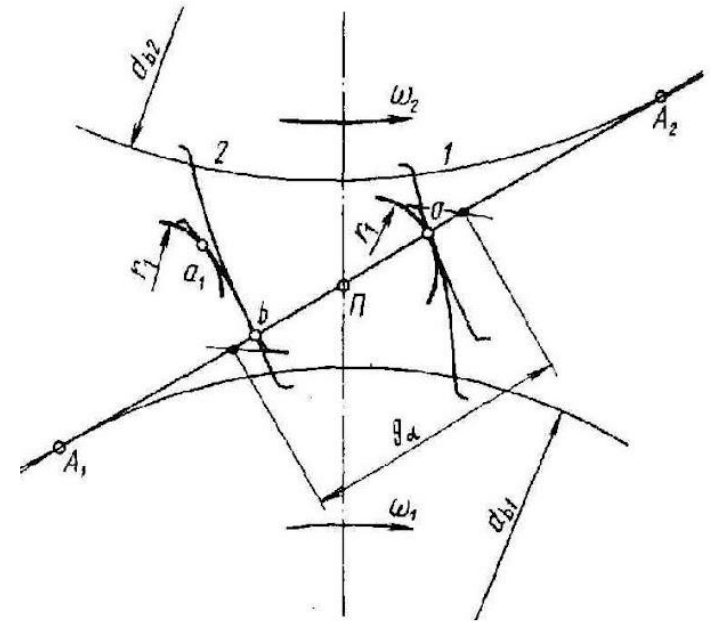
Сопряженные и несопряженные профили.

Тонкими линиями изображено зацепление прямозубой передачи с эвольвентными зубьями.

В данный момент в зацеплении находятся две пары зубьев 1 и 2 . Точки зацепления a и b расположены на линии зацепления A_1A_2 . Эвольвентные профили являются сопряженными, так как контакт этих зубьев сохраняется на всем протяжении активного участка g_α линии зацепления. Далее допустим, что у колеса 1 эвольвентные профили заменены круговыми (изображены жирно). При этом дуги окружностей касаются эвольвент зубьев этого колеса в точках a и a_1 , а радиусы r_1 – меньше радиусов кривизны эвольвент. В момент, когда первая пара кругового

колеса 1 и эвольвентного зуба колеса 2 зацепляется в точке a , зацепления второй пары таких зубьев нет. Вторая пара вступит в зацепление только тогда, когда она займет положение первой пары, т. е., в точке a . При переходе за точку a зацепления снова не будет, между зубьями образуется зазор.

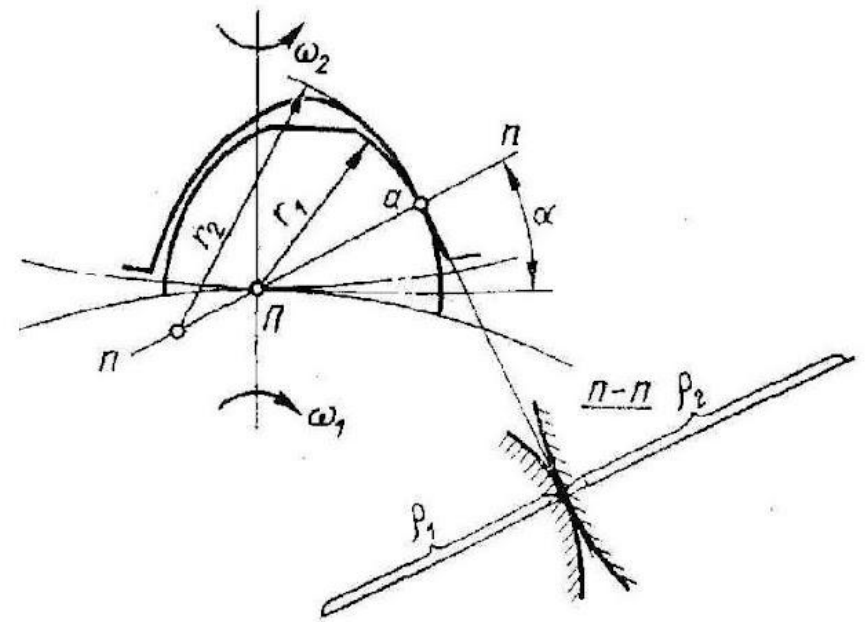
Таким образом, зацепление кругового и эвольвентного зубьев прямозубой передачи может существовать только в одной точке. Длина существовавшей ранее активной линии зацепления g_α сокращается до нуля ($\varepsilon_\alpha = 0$). Такие профили называют несопряженными. Прямозубая передача с несопряженными профилями работать не может.



Цилиндрические передачи Новикова. Основные параметры

Для несопряженных профилей профиль зуба второго колеса не обязательно эвольвентный. Выполним его также круговым, но вогнутым, с r_2 несколько большим, но близким к r_1 . Контактные напряжения значительно уменьшаются, так как контакт выпуклых эвольвентных профилей заменен контактом выпуклого и вогнутого профилей с малой разностью радиусов кривизны.

Для сохранения непрерывности зацепления передачи Новикова выполняют косозубыми с $\varepsilon_\beta > 1$. В сечении плоскостью $n-n$ боковые поверхности косых зубьев имеют большие радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 винтовых линий.



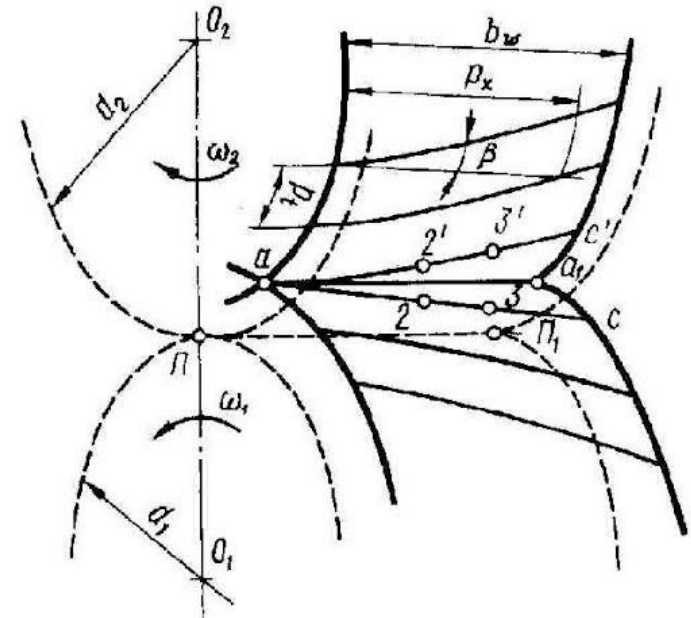
Цилиндрические передачи Новикова. Основные параметры

При вращении колес косые зубья перекатываются в плоскости $n - n$ как цилиндры. Точка контакта a перемещается вдоль зубьев от одного края к другому. Штриховой линией изображены начальные цилиндры d_1 и d_2 . Линия касания цилиндров $ПП_1$ — полюсная линия. Контурными линиями изображены цилиндры, проходящие через точку a контакта зубьев. Эти цилиндры пересекают поверхности зубьев по винтовым линиям ac , ac' и т. д. При указанном направлении вращения точка контакта винтовых линий, а следовательно, и точка контакта зубьев перемещаются по линии aa_1 . В контакт последовательно вступают точки 2 и 2', 3 и 3' и т.д.

Так как во всех поперечных сечениях форма зубьев не изменяется, то расстояние точек контакта от полюсной линии $ПП_1$ остается постоянным. Это означает, что линия aa_1 прямая, параллельная полюсной линии. Линия aa_1 является линией зацепления в передачах Новикова. Ее длина равна ширине колеса b_w , а коэффициент перекрытия (по аналогии с косозубым зацеплением)

$$\varepsilon_\beta = b_w / p_x = b_w \sin\beta / p_n = b_w \sin\beta / (\pi m),$$

где p_x — осевой шаг.



Цилиндрические передачи Новикова. Основные параметры

В передаче Новикова торцевой коэффициент перекрытия равен нулю.

Следовательно, осевой коэффициент перекрытия должен быть больше единицы и колеса обязательно должны иметь не прямые зубья. Активные поверхности зубьев представляют собой трубчатые круговинтовые поверхности, поэтому передачи Новикова можно называть круговинтовыми передачами.

Коэффициент осевого перекрытия для передач Новикова

$\varepsilon_\beta = b_w / p_t = K_p + \Delta\varepsilon$, где K_p – целое число осевых шагов p_t на ширине зубчатого венца b_w .

Передачи в редукторах общего назначения обычно выполняют с $K_p = 1$, а для повышенной несущей способности и плавности в редукторах турбин и прокатных станов при симметричном расположении относительно опор выполняют с $K_p = 2; 3; 4; 5$.

Дробная часть $\Delta\varepsilon$ осевого перекрытия обеспечивающую плавность пересопряжения:

K_p	1	2	3	4
$\Delta\varepsilon$	0,3...0,4	0,2...0,3	0,1...0,2	0,0...0,1

Диаметр делительной окружности
Диаметр вершин зубьев
Диаметр впадин зубьев
Расчетная ширина венца
Ширина венца колес
Межосевое расстояние

Шестерня	Колесо
$d_1 = mz_1 / \cos \beta$	$d_2 = mz_2 / \cos \beta$
$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a^* m$
$d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f^* m$
$b_w = \pi m \varepsilon_\beta / \sin \beta$	
$b_1 = b_w + (0,5 \dots 1,5) m$	$b_2 = b_w$
$a = 0,5(z_1 + z_2) / \cos \beta$	

Передачи с арочными зубьями

Преимущества арочных передач: малая чувствительность к перекоосу осей и повышенная прочность зубьев на изгиб.

Арочные зубья нарезают резцовыми головками методами периодического или непрерывного деления. В первом случае линия зуба представляет собой дугу окружности, во втором – дугу удлиненной циклоиды. При этом с достаточной для практических расчетов точностью профиль арочного зуба в среднем торцевом соответствует профилю прямого эвольвентного зуба.

Форма арочного зуба характеризуется следующими двумя геометрическими параметрами:

коэффициентом длины зуба $\psi_m = b_w / m$;

коэффициентом крутизны арки $\psi_R = b_w / R$,

где R – установочный радиус резца на резцовой головке, b_w – ширина зубчатого венца.

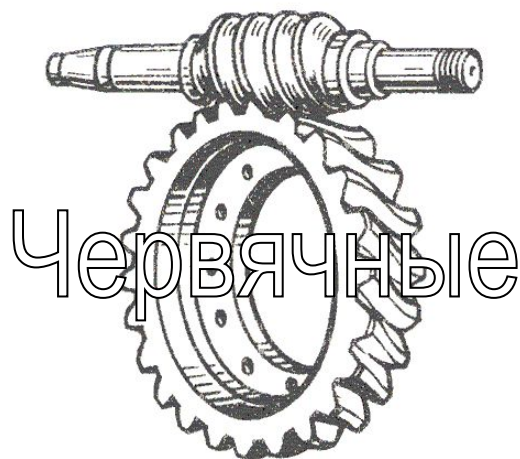
Гиперболоидные передачи – передачи между валами с перекрещивающимися осями

Гиперболоидные передачи – передачи со скрещивающимися осями, у которых поверхности колес имеют форму гиперболоидов вращения:

- ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ (зубчато-винтовые)
- **ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ**
- **ГИПОИДНЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

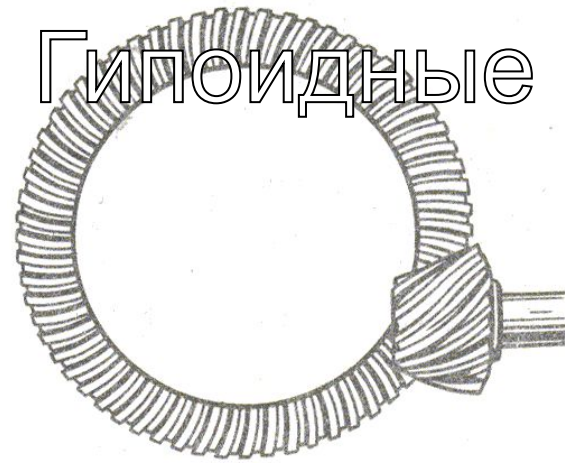
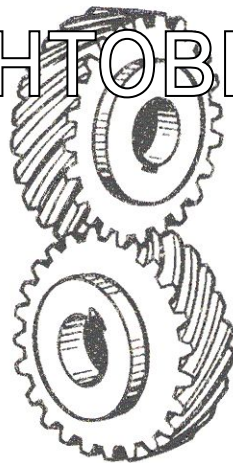
Преимущества перекрестного расположения осей: валы могут продолжаться в обе стороны от колеса, облегчая передачу движения нескольким ведущим вала; подшипники можно располагать по обе стороны от колеса, улучшая (по сравнению с конической передачей) условия работы передачи.

Для передач с перекрещивающимися осями характерна плавность работы, но имеют повышенные скорости скольжения, изнашивание и потери на трение.



Червячные

Винтовые Гипоидные

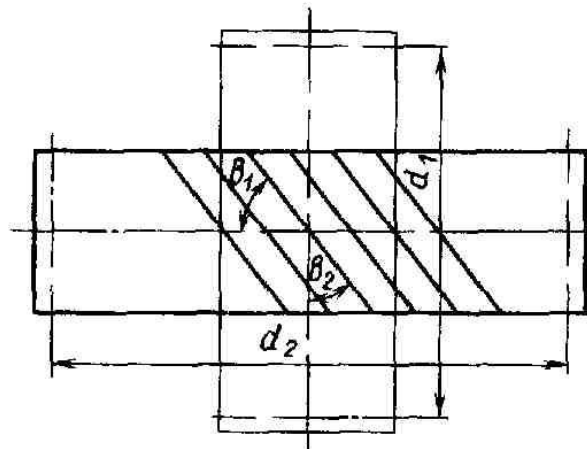
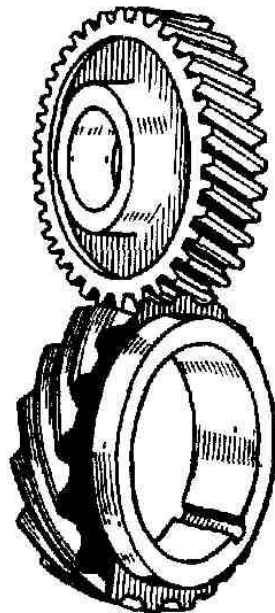


Винтовые зубчатые передачи

Винтовые зубчатые передачи состоят из косозубых цилиндрических колес с перекрещивающимися осями.

В винтовых передачах начальное касание происходит в точке в условиях значительных скоростей скольжения. Поэтому несущая способность этих передач невелика, и они при значительных нагрузках уступают место гипоидным и многозаходным червячным.

Основное применение имеют винтовые передачи с межосевым углом 90° , без коррегирования.



Винтовые зубчатые передачи. Основные параметры

Диаметры начальных и делительных цилиндров некорректированных колес:

где m_{t1} , m_{t2} – торцевые модули шестерни и колеса;
 β_1 , β_2 – углы наклоны зубьев с осью колеса.

Межосевое расстояние: $a_w = 0.5(d_1 + d_2)$.

$$d_1 = m_{t1} z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta_1}; \quad d_2 = m_{t2} z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta_2},$$

Передаточное число: $u = n_1/n_2 = z_1/z_2$.

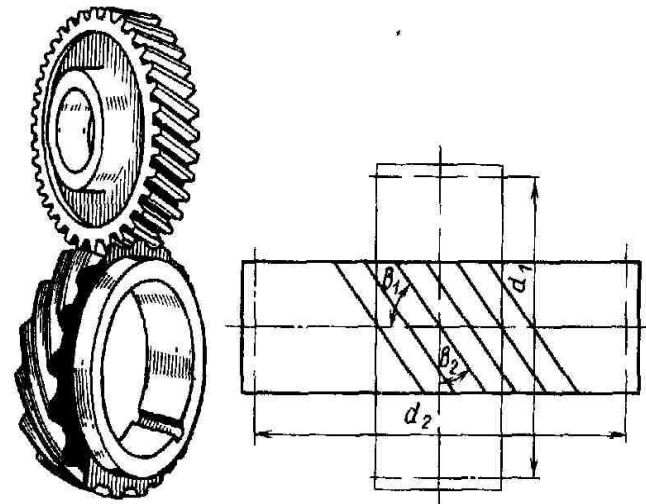
Выразим числа зубьев через диаметры делительных цилиндров колес

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta_1}{m_n}; \quad z_2 = \frac{d_2 \cos \beta_2}{m_n},$$

тогда

$$u = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1}$$

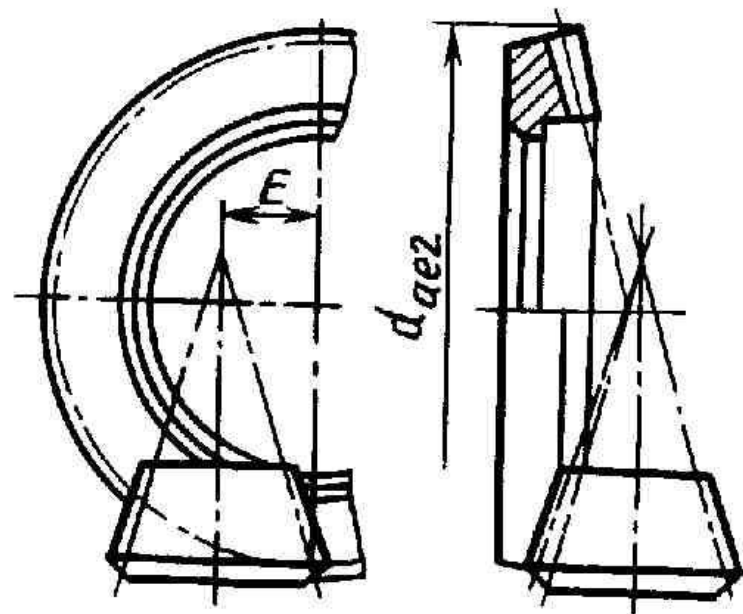
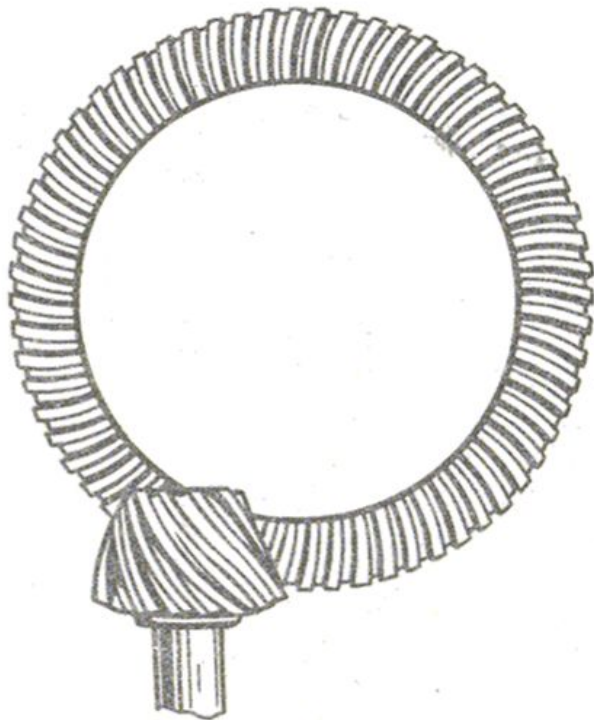
Таким образом, варьирование передаточного отношения возможно путем изменения диаметров и углов наклона зубьев.



Гипоидные передачи

Гипоидные передачи состоят из конических колес с перекрещивающимися осями. Как правило, выполняют с круговыми зубьями.

Преимущества: плавность работы, возможность выводить валы за пределы передачи в обе стороны, повышенная несущая способность (в отличие от винтовых обеспечивается контакт, близкий к линейному, с оптимальными формой и размерами пятна контакта).



Гипоидные передачи

Применение:

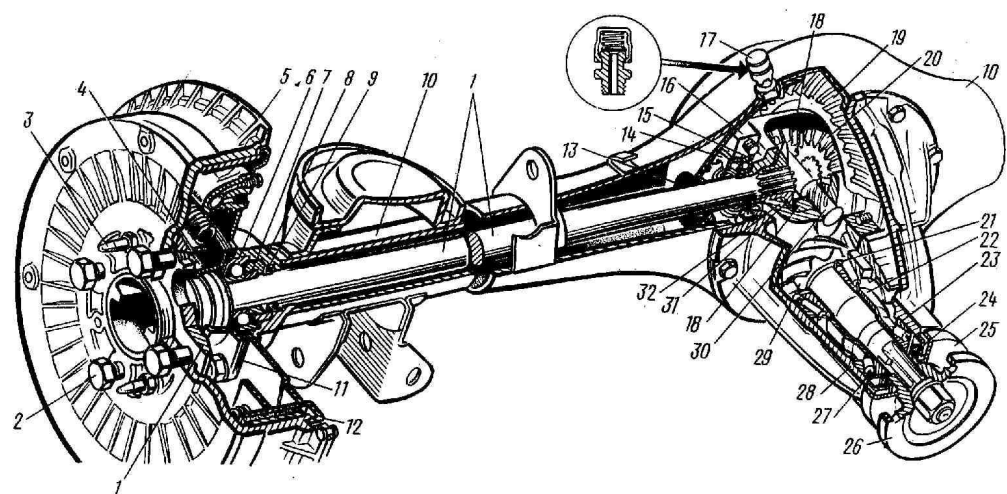
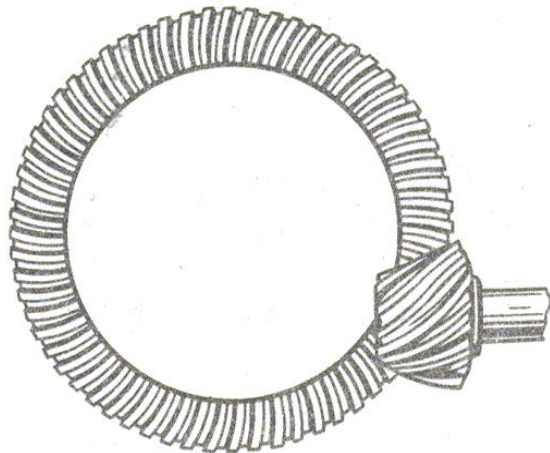
в механизмах высокой точности (делительные передачи прецизионных зуборезных станков) за счет того, что в зацеплении одновременно находятся несколько пар зубьев;

автомобили (привод к валу ведущих колес);

текстильные машины.

Недостатки: повышенная склонность к заеданию, связанная с наличием скольжения вдоль контактных линий.

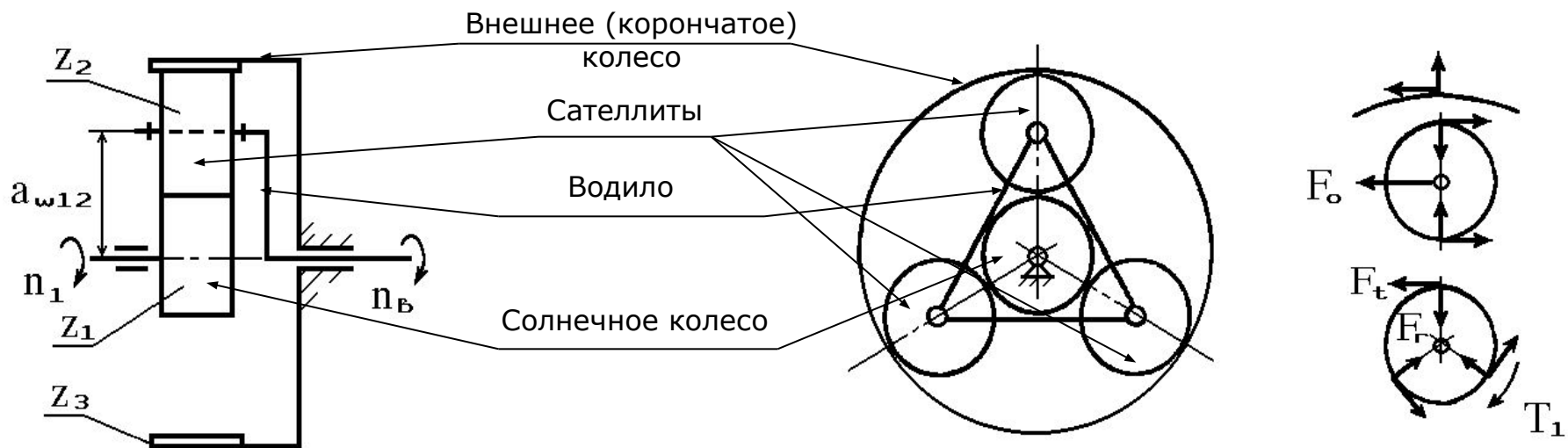
Средством повышения сопротивления заеданию гипоидных передач служит применение противозадирных смазочных материалов.



Привод заднего моста автомобиля

Планетарные передачи

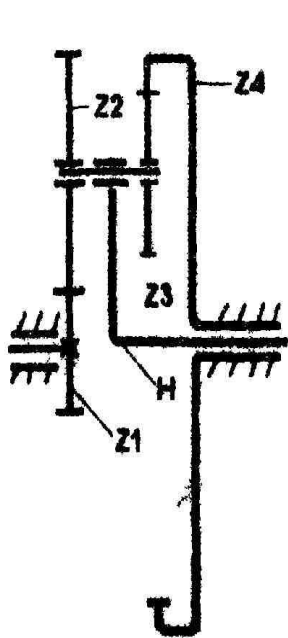
Эпициклические механизмы – сложные соосные зубчатые механизмы, в состав которых входят зубчатые колеса с перемещающимися геометрическими осями. Зубчатые колеса, оси которых совпадают с главной осью механизма, называют **центральными**. Если центральное колесо неподвижно, оно называется **солнечным**. Зубчатые колеса с перемещающимися осями называются **сателлитами**. Они образуют единый блок и закреплены в несущем звене – **водителе**. Сателлиты обкатываются по **внешним (корончатым) колесам**, имеющим внешние или внутреннее зацепление.



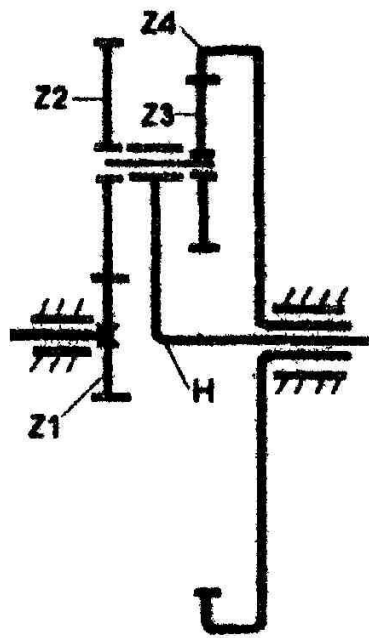
Планетарные передачи

Эпициклические механизмы с одной степенью подвижности – планетарные механизмы, с несколькими степенями – дифференциальные.

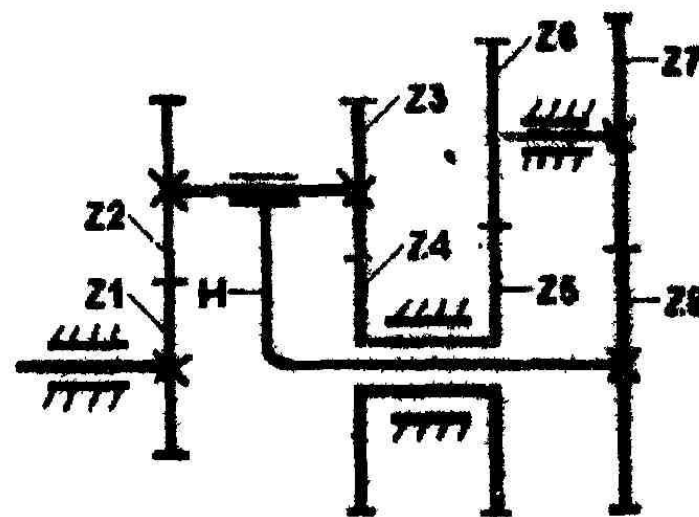
Планетарные механизмы образуются из дифференциальных либо закреплением одного из центральных колес, либо введением дополнительной кинематической связи между двумя звеньями, оси вращения которых совпадают с главной осью – замкнутые планетарные.



Планетарный



Дифференциальный



Замкнутый планетарный механизм

Планетарные передачи

Планетарные передачи имеют широкие области назначения и применения:

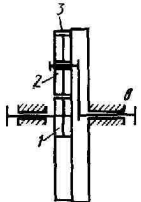
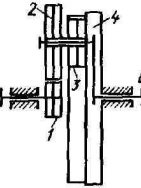
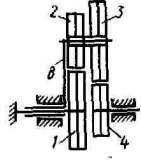
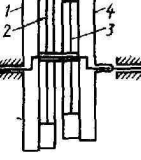
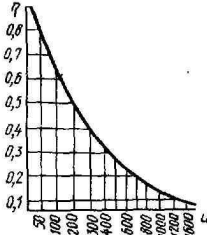
1. Редуцирование (уменьшение) скорости – силовые передачи с малыми удельными габаритами и массой, кинематические передачи с большими передаточными отношениями.
2. Сложение и разложение движения, в том числе с автоматическим управлением скорости в станках, автомобилях и других машинах, многоступенчатые планетарные коробки скоростей, управляемые поочередным торможением звеньев и т.д.

Преимущества планетарных передач (малые габариты и меньшая масса) объясняются следующими причинами:

- а) распределение нагрузки между сателлитами благодаря чему нагрузки на зубья меньше в несколько раз;
- б) большим передаточным отношением в одной ступени;
- в) широким применением передач с внутренним зацеплением, обладающих повышенной несущей способностью;
- г) в связи с меньшими размерами планетарные передачи допускают термическую обработку колес до более высокой твердости;
- д) передачи работают с меньшим шумом, чем простые, что связано с повышенной плавностью внутреннего зацепления, меньшими размерами колес, замыканием сил в механизме и передачей меньших нагрузок на корпус.

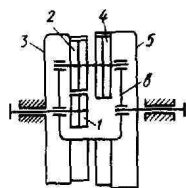
Основными недостатками планетарных передач являются требования повышенной точности изготовления большого количества деталей и сложной сборки.

Планетарные передачи. Конструкции

№ схемы	Схема	Передачное отношение	Интервалы рациональ- ных переда- точных отно- шений	КПД передач с опорами качения	Характеристика и области применения
1		При $\omega_3 = 0$ $u = \frac{\omega_1}{\omega_3} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$	3...12,5	0,96...0,99	Передача с высоким КПД, характерным для силовых передач, и ограниченным интервалом передаточных отношений. Имеет широкое применение в силовых и вспомогательных приводах. В силовых передачах применяют от 2 до 20 сателлитов. Однорядная (одноступенчатая) передача по схеме 1 является простейшей и имеет минимальные габариты
2		При $\omega_4 = 0$ $u = \frac{\omega_1}{\omega_3} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$	7...16	0,96...0,99	Передача с двухрядным сателлитом по схеме 2 имеет большие кинематические возможности за счет некоторого усложнения конструкции и несколько больших осевых габаритов
3		При $\omega_1 = 0$ $u = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}}$	До 1600 и более		
4			31,5...1600 и более		Передачи, имеющие большие кинематические возможности. Применяют при необходимости больших передаточных отношений в случае, когда КПД не имеет значения (например, в передачах приборов). При очень больших передаточных отношениях мгновенное передаточное отношение может сильно колебаться в связи с биениями колес

Планетарные передачи. Конструкции

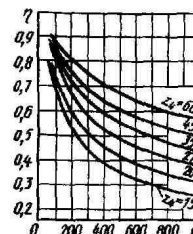
5



При $\omega_3=0$

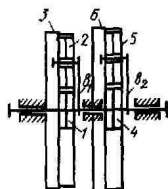
125...10 000

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3 z_4}{z_2 z_5}}$$



Передача, в которой внешние моменты воспринимаются тремя центральными колесами, а водило только поддерживает сателлиты. При средних передаточных отношениях применяется для силовых приводов, при больших — для вспомогательных приводов и приборов. Конструкция сложнее предыдущих

6



При $\omega_3=\omega_6=0$

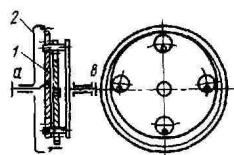
16...125

0,93...0,97

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_{в2}} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \times \left(1 + \frac{z_6}{z_4}\right)$$

Двухступенчатый редуктор, составленный из двух однорядных передач. Имеет высокий КПД. Применяется для силовых приводов в случаях, когда передаточное отношение передач по схемам 1 и 2 недостаточно

7



При $\omega_2=0$

7,1...71

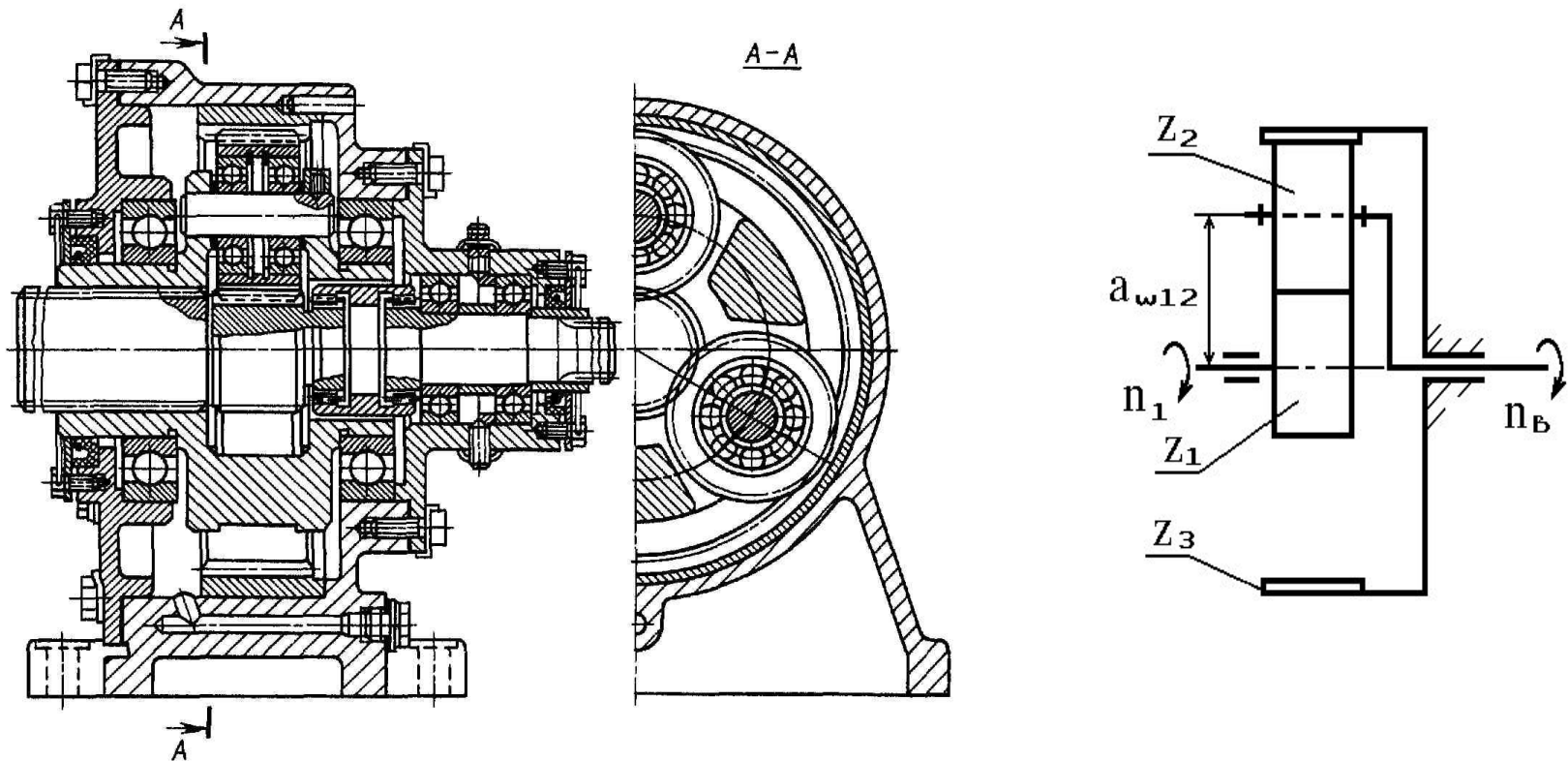
0,7...0,94

$$u = \frac{\omega_a}{\omega_b} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

Обычно
16...63

Передача, допускающая в одной паре значительные передаточные отношения. Ведущий вал приводит водило. Вращение сателлитов, сцепленных с неподвижным колесом 2, передается через пальцы ведомому валу. В передаче используется эвольвентное зацепление или цевочное, позволяющее уменьшить габариты и повысить КПД редуктора

Планетарные передачи. Конструкции



Планетарный редуктор

Планетарные передачи. Расчетные зависимости

Передаточные отношения определяю методом обращения движения (метод Виллиса):

сообщив всей системе угловую скорость, равную угловой скорости водила и обратной по направлению ($-\omega_e$). Тогда водило становится как бы неподвижным, и передача превратится в соосный зубчатый механизм с неподвижными осями, у которого приведенные угловые скорости будут равны: для звена $Z_1 - \omega_1^* = \omega_1 - \omega_e$; для блока сателлитов $Z_2, Z_3 - \omega_{23}^* = \omega_{23} - \omega_e$; для звена $Z_4 - \omega_4^* = \omega_4 - \omega_e$.

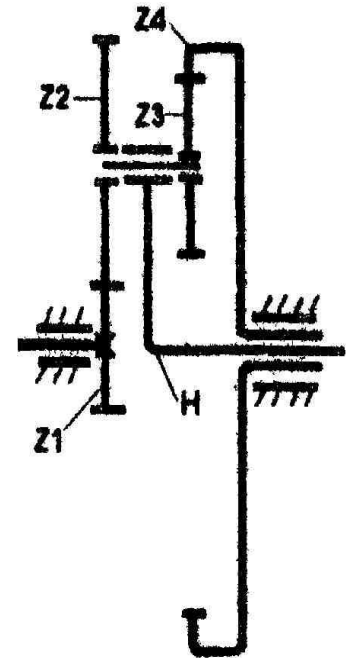
$$u_{14} = \frac{\omega_1^*}{\omega_4^*} = u_{12} \cdot u_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \frac{z_4}{z_3}.$$

Так как
$$\frac{\omega_1^*}{\omega_4^*} = \frac{\omega_1 - \omega_e}{\omega_4 - \omega_e},$$

то
$$u_{14} = \frac{\omega_1 - \omega_e}{\omega_4 - \omega_e} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \frac{z_4}{z_3}.$$

Последняя формула и есть формула Виллиса. При заданных числах зубьев колес можно с ее помощью определить угловую скорость любого звена, если известны угловые скорости двух других звеньев.

При составлении формулы Виллиса необходимо учитывать, что для передаточного отношения с внешним зацеплением ставится знак «-», а для внутреннего «+».



Планетарные передачи. Расчетные зависимости

Пример использования формулы Виллиса.

Требуется определить передаточное отношение **простого планетарного механизма** при заданных числах зубьев солнечного, сателлитов и корончатого колес.

В рассматриваемом случае $\omega_4 = 0$, тогда формула Виллиса примет вид:

$$u_{14} = \frac{\omega_1 - \omega_e}{-\omega_e} = -\frac{\omega_1}{\omega_e} + 1 \quad \text{или} \quad u_{14} = 1 - u_{1e},$$

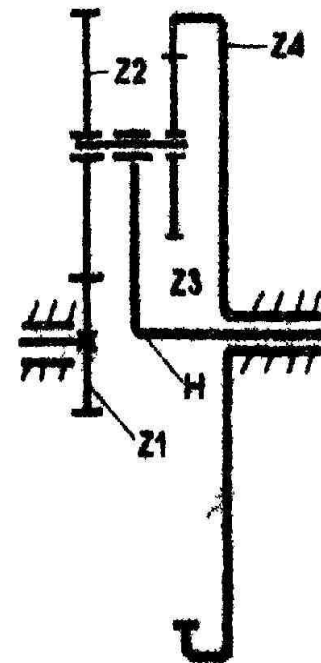
где u_{1e} – искомое передаточное отношение,

т.к. водило является выходным звеном.

То есть $u_{1e} = 1 - u_{14}$,

$$\text{а по формуле Виллиса } u_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \frac{z_4}{z_3},$$

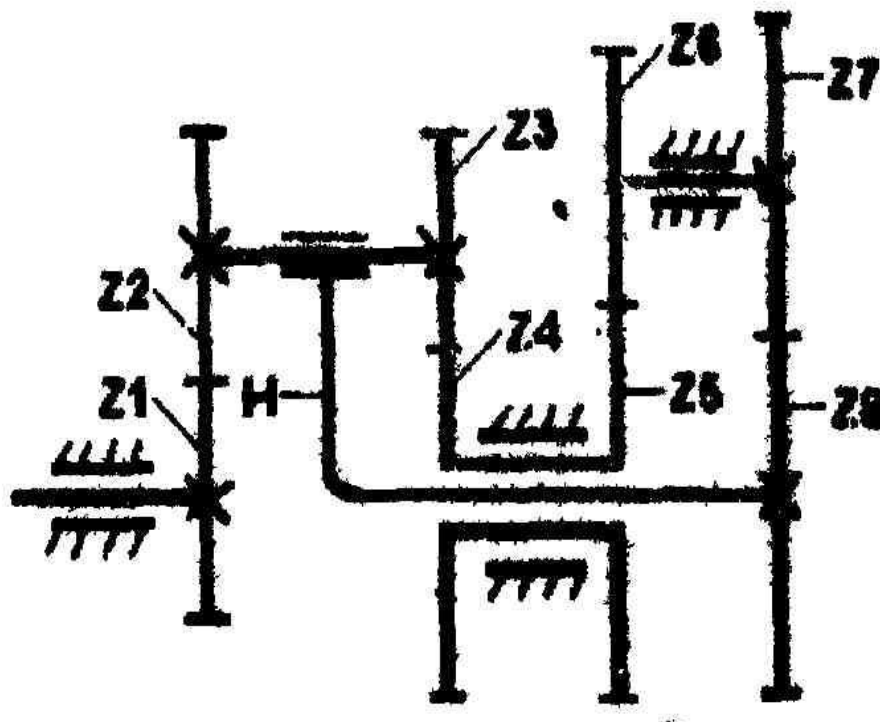
$$\text{тогда } u_{1e} = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}.$$



Планетарные передачи. Расчетные зависимости

Задание на дом.

Требуется определить передаточное отношение замкнутого планетарного механизма при заданных числах зубьев солнечного, сателлитов и корончатого колес.



Планетарные передачи. Расчетные зависимости

Задание на дом.

Требуется определить передаточное отношение замкнутого планетарного механизма при заданных числах зубьев солнечного, сателлитов и корончатого колес.

В данном случае формула Виллиса имеет вид:

$$u_{14} = \frac{\omega_1 - \omega_8}{\omega_4 - \omega_8} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3} \right).$$

Теперь разделим числитель и знаменатель левой части этого выражения на угловую скорость выходного звена

$$u_{14} = \frac{\frac{\omega_1 - \omega_8}{\omega_8}}{\frac{\omega_4 - \omega_8}{\omega_8}}.$$

Для рассматриваемого механизма

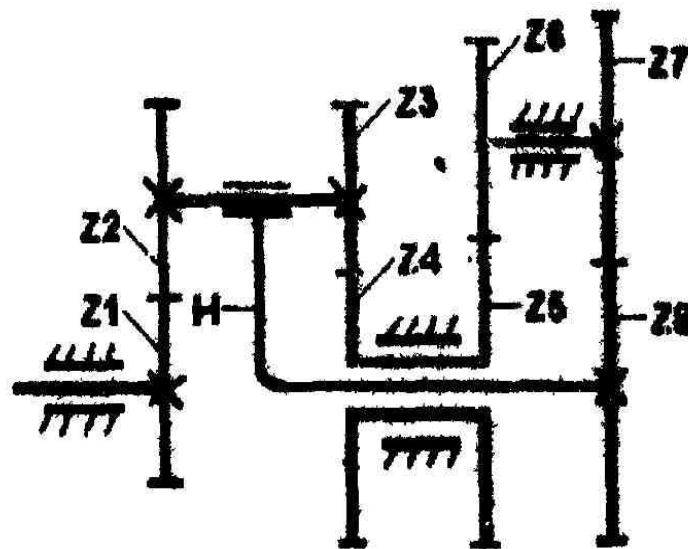
$$\omega_8 = \omega_6, \quad \omega_4 = \omega_5,$$

$$\text{тогда } \frac{\omega_1}{\omega_8} = 1, \quad \frac{\omega_4}{\omega_8} = \frac{\omega_5}{\omega_8} = u_{58}, \quad \frac{\omega_1}{\omega_8} = u_{18} - \text{искомое передаточное отношение.}$$

Учитывая вышеприведенные зависимости, запишем

$$u_{14} = \frac{u_{18} - 1}{u_{58} - 1}, \quad \text{откуда } u_{18} = u_{14}(u_{58} - 1) + 1.$$

$$u_{18} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) \cdot \left[\left(-\frac{z_6}{z_5} \right) \cdot \left(-\frac{z_8}{z_7} \right) - 1 \right] + 1 = 1 + \frac{z_2 z_4 z_6 z_8}{z_1 z_3 z_5 z_7} - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$



Особенности расчета планетарных передач

Зубчатые колеса планетарных передач можно рассчитывать так же, как непланетарных.

Числа зубьев колес определяют исходя из заданного рационального передаточного отношения и следующих условий:

соосности $d_1 + 2d_2 = d_3$; т.е. проверка совпадения осей входного и выходного валов. Для

нулевых колес выражение принимает вид: $z_2 = 0.5(z_3 - z_1)$;

собираемости $(z_1 + z_3)/n_c = \text{целое число}$, т.е. проверка симметричного расположения сателлитов в передаче и, следовательно, их динамической уравновешенности ;

соседства $z_2 + 2 < (z_1 + z_3) \sin(\pi/n_c)$, т.е. проверка наличия зазора между соседними сателлитами. Поскольку в начале проектирования числа зубьев еще не известны, то условие соседства приближенно может быть представлено в виде ограничения на предельное число сателлитов: $n_c < \pi / \arcsin(1 - 1,8 / u)$;

где z_1, z_2, z_3 – числа зубьев солнечного колеса, сателлита и второго центрального колеса; n_c – число сателлитов.

При расчете планетарных передач на контактную и изгибную прочность рассматривают зубчатую пару, вводя к расчетному крутящему моменту на центральном колесе множитель K_c/n_c , где K_c – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами.

Определение коэффициента концентрации нагрузки K_β ведут как для консольно расположенных колес.

Определение коэффициента динамической нагрузки K_d ведут по скорости относительно водила.

При определении эквивалентного числа циклов нагружения N_E учитывают количество зацеплений (для центральных колес умножением на число сателлитов).

Волновые передачи

Волновые передачи кинематически представляют собой планетарные передачи с одним из колес в виде гибкого венца.

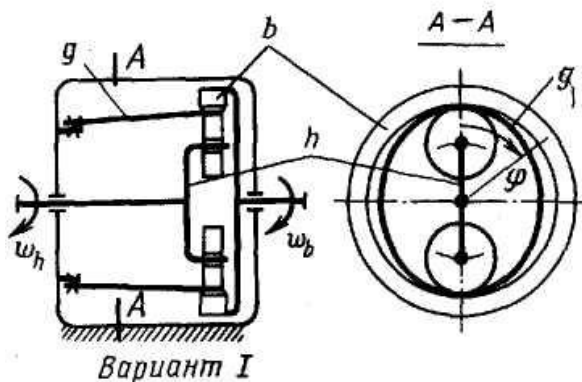
Волновая передача основана на принципе преобразования параметров движения за счет волнового деформирования гибкого звена механизма.

Волновая передача бывает фрикционной и зубчатой, часто используется и как дифференциал.

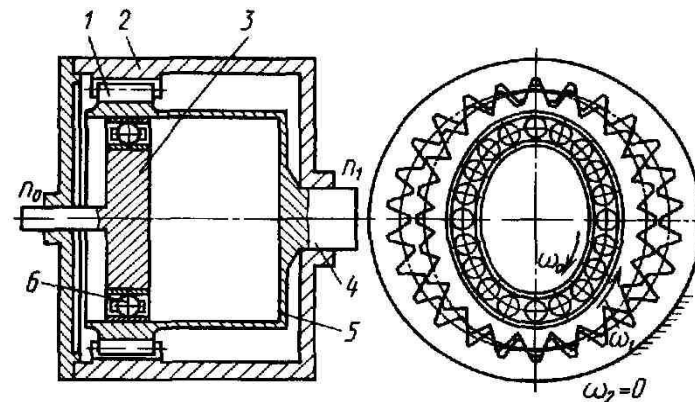
Фрикционная волновая передача была изобретена в середине 40-х годов 20 века в нашей стране, а **зубчатая** – в конце 50-х годов в США.

Изменение частоты вращения основано на том, что длина делительной окружности гибкого колеса с числом зубьев z_1 несколько меньше длины делительной окружности жесткого колеса (z_2). При вращении генератора гибкое колесо перекатывается по внутренней поверхности жесткого колеса. Но поскольку длина окружности у гибкого колеса меньше, то за полный оборот генератора (связанного с ведущим валом) гибкое колесо (и выходной вал) вынуждено сместиться относительно жесткого в направлении, противоположном направлению вращения генератора, на величину равную разности длин окружностей обоих колес.

Фрикционная ВП



Зубчатая ВП



Волновые передачи

Конструктивно генераторы могут выполняться в виде разнесенных роликов-сателлитов, дисков (ролики, диаметры которых лишь немного меньше внутреннего диаметра гибкого колеса) или овального диска с насаженным на него специальным гибким подшипником. Кольца такого подшипника тоньше, достаточно легко деформируются и принимают форму генератора, а сам подшипник позволяет уменьшить трение и износ между генератором и внутренней поверхностью гибкого колеса.

Гибкий венец 1 деформируется генератором волн 3 и входит в зацепление с центральным колесом 2 в двух зонах.

Преимущество волновых передач заключается в многопарности зацепления зубьев.

Преимущества: меньшая масса и габариты; высокая кинематическая точность; обладают высокой демпфирующей способностью; работают с меньшим шумом. Волновые передачи позволяют реализовывать большие передаточные отношения в одной ступени: при зубчатых колесах из стали $u_{min}=60$ (ограничивается изгибной прочностью гибкого колеса) и $u_{max}=300$ (ограничивается минимально допустимой величиной модуля, равной $0,2...0,15$ мм). При этом КПД равен 80...90 %, как и в планетарных передачах с тем же передаточным отношением.

К недостаткам волновых передач можно отнести ограниченные частоты вращения ведущего вала генератора волн при больших диаметрах колес (во избежание больших окружных скоростей генератора), мелкие модули зубчатых колес (0,15...2 мм).

При серийном производстве волновые передачи дешевле планетарных.

Волновые передачи

2 конструктивных исполнения волновых передач.

I вариант:

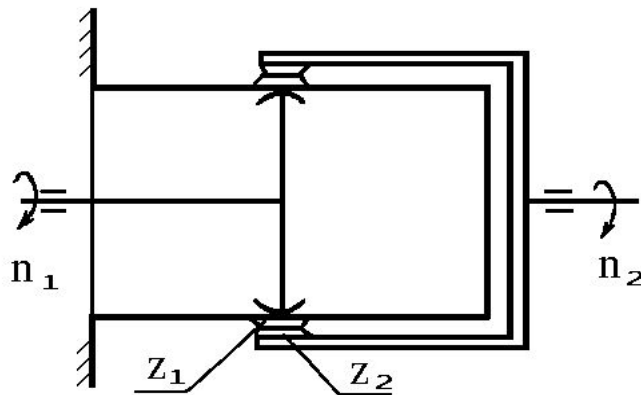
Ведомый вал соединен с жестким колесом

(направления вращения ведомого и ведущего валов совпадают)

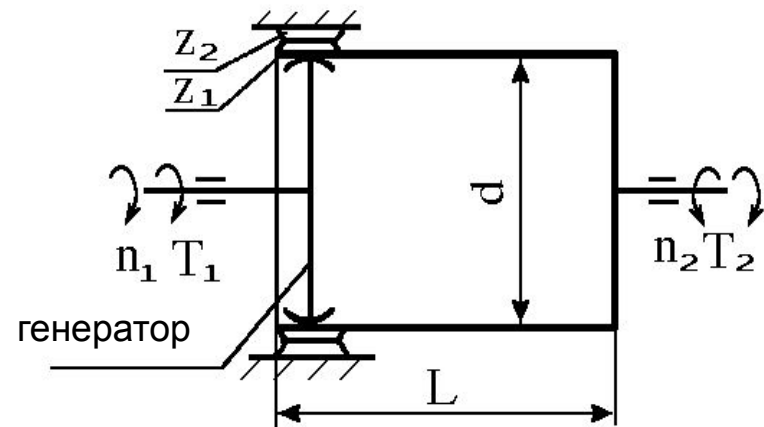
II вариант:

Ведомый вал соединен с гибким колесом

(направления вращения ведомого и ведущего валов не совпадают)



I вариант

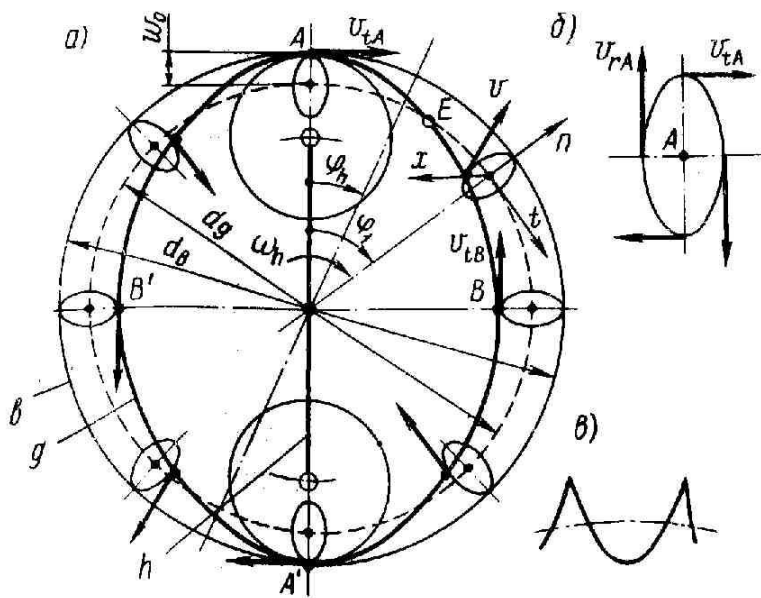


II вариант

Волновые передачи

Принцип действия

Изменение частоты вращения основано на том, что длина окружности гибкого колеса несколько меньше длины окружности жесткого колеса. При вращении генератора гибкое колесо перекатывается по внутренней поверхности жесткого колеса. Но поскольку длина окружности у гибкого колеса меньше, то за полный оборот генератора (связанного с ведущим валом) гибкое колесо (и выходной вал) вынуждено сместиться относительно жесткого в направлении, противоположном направлению вращения генератора, на величину равную разности длин окружностей обоих колес.



Принцип работы волновой передачи объясняется на основании условия нерастяжимости из теории оболочек – периметр цилиндра при деформировании не изменяется.

Согласно этому при циклическом деформировании оболочки ее точки получают не только радиальное, но и окружное перемещение, за счет которого вращается ведомое колесо [более подробно М.Н. Иванов «Детали машин», глава 10].

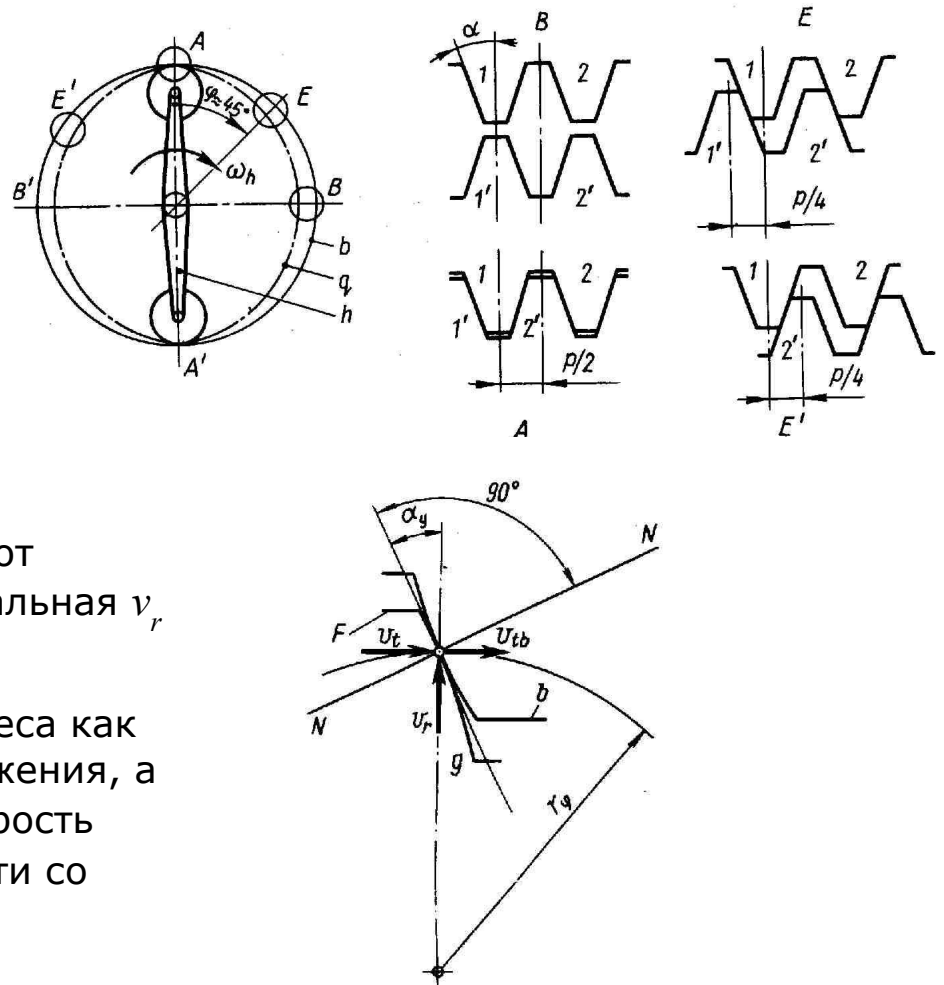
Волновые передачи

Принцип действия

Изменение частоты вращения основано на том, что длина делительной окружности гибкого колеса с числом зубьев z_1 несколько меньше длины делительной окружности жесткого колеса (z_2). При вращении генератора гибкое колесо перекачивается по внутренней поверхности жесткого колеса. Но поскольку длина окружности у гибкого колеса меньше, то за полный оборот генератора (связанного с ведущим валом) гибкое колесо (и выходной вал) вынуждено сместиться относительно жесткого в направлении, противоположном направлению вращения генератора, на величину равную разности длин окружностей обоих колес.

В зубчатых волновых передачах существуют участки (E), в которых окружная v_t и радиальная v_r скорости не равны нулю.

Окружная скорость v_t сообщается зубу колеса как скорость переносного движения без скольжения, а скорость v_r преобразуется в окружную скорость колеса v_{tb} по принципу наклонной плоскости со скольжением (клиновой эффект).



Волновые передачи

Кинематические параметры

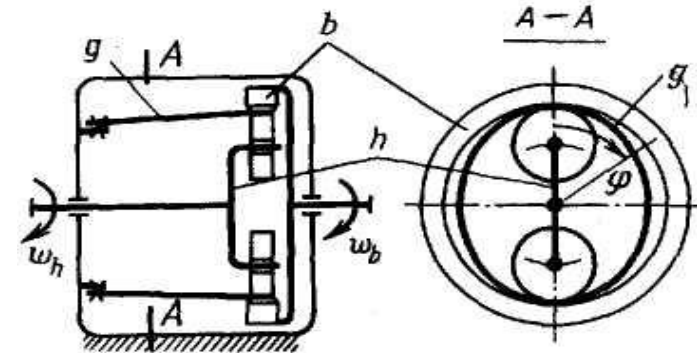
Формула Виллиса для фрикционной волновой передачи:

$$(\omega_g - \omega_h) / (\omega_b - \omega_h) = d_b / d_g$$

- при неподвижном гибком колесе g ($\omega_g = 0$)

$$i_{hb}^g = \omega_h / \omega_b = d_b / (d_b - d_g) = d_b / 2w_0$$

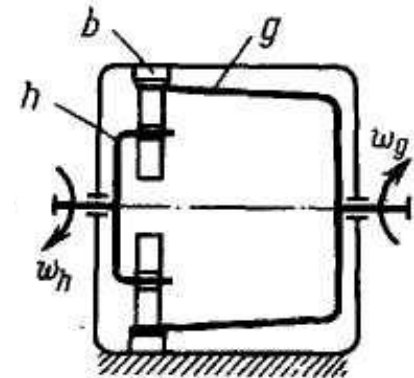
где $w_0 = d_b - d_g$



I вариант

- при неподвижном жестком колесе b

$$i_{hg}^b = \omega_h / \omega_g = -d_g / (d_b - d_g) = -d_g / 2w_0 (\omega_b = 0)$$



39 II вариант

Волновые передачи

Кинематические параметры

Формула Виллиса для зубчатой волновой передачи получается подстановкой:

$$d_g = mz_1 \text{ и } d_b = mz_2.$$

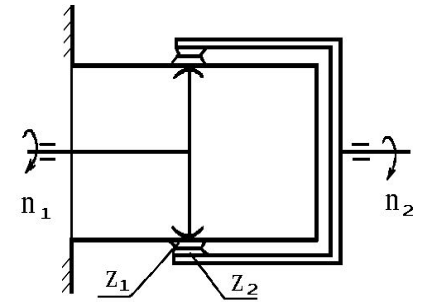
$$(\omega_g - \omega_h) / (\omega_b - \omega_h) = z_2 / z_1$$

- при неподвижном гибком колесе g ($\omega_g = 0$)

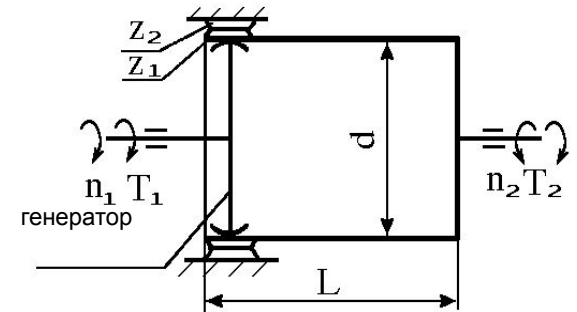
$$i_{hb}^g = \omega_h / \omega_b = d_b / (d_b - d_g) = z_2 / (z_2 - z_1)$$

- при неподвижном жестком колесе b ($\omega_b = 0$)

$$i_{hg}^b = \omega_h / \omega_g = -d_g / (d_b - d_g) = -z_1 / (z_2 - z_1)$$



I вариант

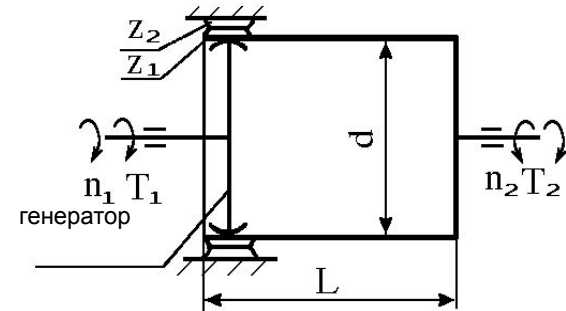
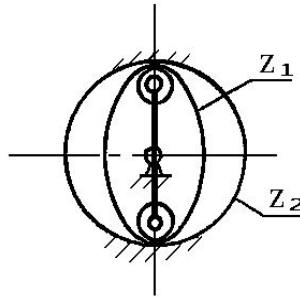
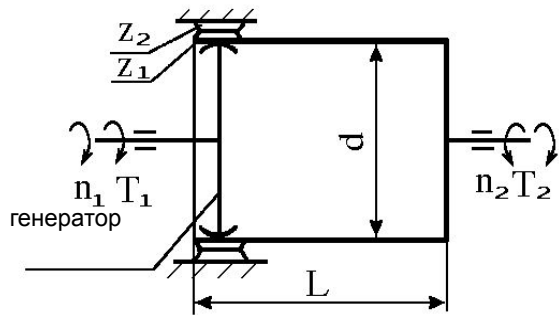


40 II вариант

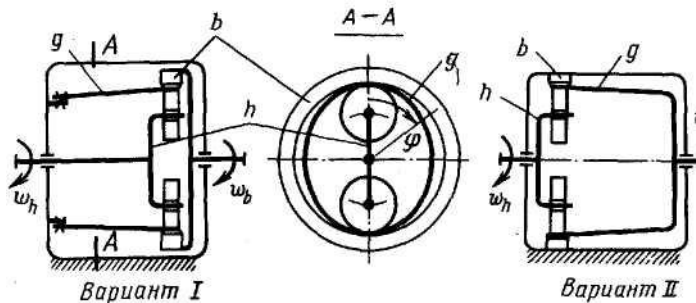
Волновые передачи

Кинематические параметры и принцип действия

Формула Виллиса для фрикционной волновой



I вариант



II вариант

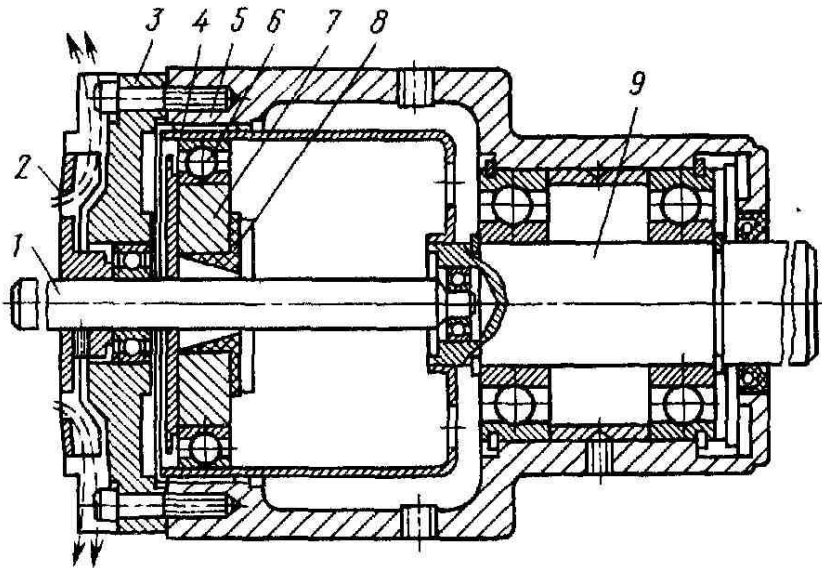
Волновые передачи

Расчет волновых зубчатых передач отличается от расчета обычных зубчатых передач тем, что учитывает изменения первоначальной формы зубчатых венцов и генератора волн от упругих деформаций. Целью расчета, как и всякого другого, является удовлетворение необходимых критериев работоспособности для предотвращения появления отказов волновой передачи.

Отказы волновой передачи вызываются:

- прежде всего, – поломкой зубчатого венца гибкого колеса из-за его недостаточной циклической прочностью на изгиб;
- процелкиванием генератора из-за его недостаточной радиальной жесткости;
- разрушением гибкого подшипника.

Волновые передачи



Конструкция «типичного» волнового редуктора:

- 1 – быстроходный вал;
- 2 – вентилятор;
- 3 – крышка;
- 4 – гибкое колесо;
- 5 – жесткое колесо;
- 6 – шарикоподшипник с гибкими кольцами;
- 7 – кулачок овальной формы (генератор волн);
- 8 – резиновая прокладка;
- 9 – тихоходный вал.

Конструкции генераторов волн:
а) кулачковый;
б) двухроликовый.

