ЛЕКЦИЯ 3

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ.

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колеса, геометрические оси которых подвижны.

В таких передачах имеются центрально расположенные колеса . В простейшей их два, одно с внешним зацеплением (оно обычно является ведущей шестерней и часто называется солнечным колесом), другое – с внутренним. Зубчатые колеса с подвижными геометрическими осями (обычно их несколько) называются сателлитами. Оси сателлитов установлены в детали, называемой водилом. Водило вращается относительно геометрической оси совпадающей с осью центрально расположенных колес.

Передаточное отношение планетарной передачи зависит от того, какое из колес заторможенное.

Известно большое разнообразие схем планетарных передач. Начнем их рассмотрение с простейшей схемы, которая одновременно является наиболее распространенной, поскольку обладает высоким КПД и потому применяется в силовых приводах.

На рис.3.1 приведена ее конструкция. Центральное колесо 1 приводится от ведущего вала 2 через зубчатую муфту 3, которая служит для самоустановки колеса 1 относительно сателлитов 4 (их в данной конструкции три). Таким образом обеспечивается одинаковое нагружение сателлитов и , значит исключает перегрузку зубьев колеса 1. Сателлиты 4 установлены на оси 5 и могут свободно вращаться на осях 5, поскольку установлены на подшипники 6. Сателлиты 4 находятся также в зацеплении с центральным колесом 7, которое неподвижно установлено в корпус 8. Оси 5 неподвижно установлены в водило 9, которое смонтировано на выходном валу 10.

Эта планетарная передача работает следующим образом. От двигателя (на рис.3.1 не показан) приводится вал 2 и далее колесо1 и сателлиты 4. Поскольку колесо 7 неподвижно, то во вращение приводится водило 9 и выходной вал 10. Таким образом, эта планетарная передача является редуктором. Передаточное отношение этого редуктора определяется следующим образом.

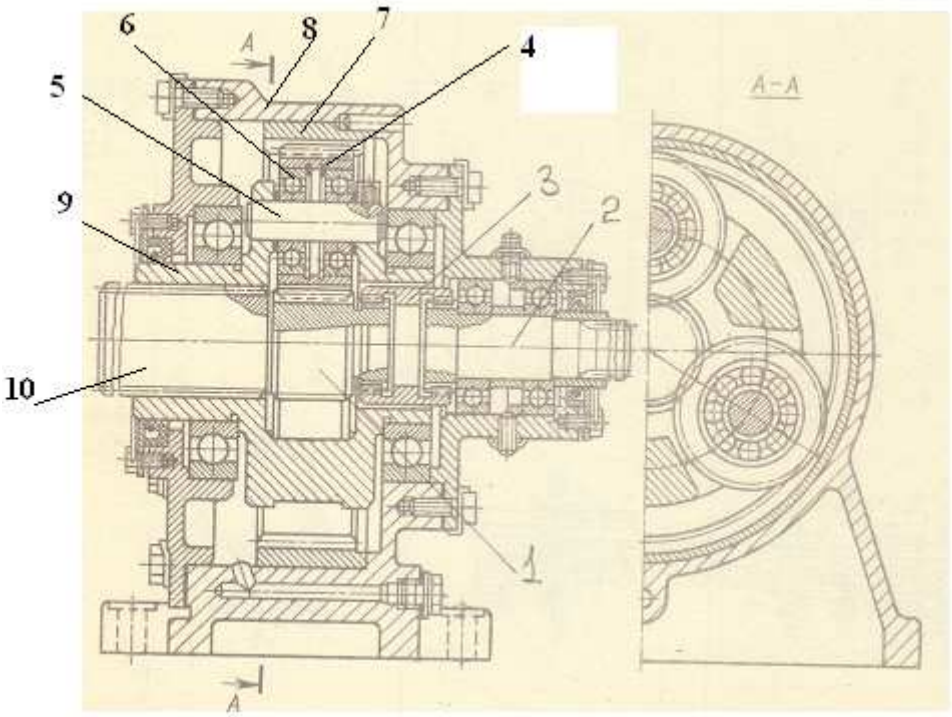

Рис.3.1.

Мысленно придают всему механизму вращение с угловой скоростью водила 9 ω_B в обратную стороны его действительного вращения. При этом считают неподвижные колеса освобожденными. Тогда получаем обычную передачу, то есть с неподвижными геометрическими осями. Эта передача называется приведенной. Ее передаточное отношение i_0 вычисляется из выражения (оно называется формулой Виллиса)

$$\frac{\omega_1 - \omega_B}{\omega_7 - \omega_B} = i_0 \ , \qquad (3.1)$$

Где ω_1 и ω_7 угловые скорости вращения колес 1 и 7.

Полученному передаточному отношению i_0 присваивается либо знак «+», если в приведенном механизме входной и выходной валы вращаются в одну сторону, либо знак «- «, если – в разные стороны. Так, для передачи по рис. 3.1. должен быть поставлен знак «-«.

В формуле Виллиса пользоваться угловыми скоростями не всегда удобно, Значительно проще использовать числа зубьев колес.

Воспользуемся определением угловой скорости ω некоего зубчатого колеса

$$\omega = \frac{V}{r}, \qquad (3.2)$$

Где V – окружная скорость колеса по начальной окружности;

r - радиус соответствующей окружности колеса.

Для радиуса r можно записать следующее соотношение

$$r = \frac{tz}{2\pi},$$

Где t и z - шаг зубьев колеса и число его зубьев.

Тогда $$\omega = \frac{2\pi V}{tz} \qquad (3.3)$$

В приведенном механизме сателлиты являются обычными паразитными колесами и в точках контакта сателлита с колесами 1 и 7 окружная скорость V одинакова. Тогда, подставив (3.3) в формулу Виллиса , получаем для приведенного механизма

$$i_0 = \frac{\omega_1 - \omega_B}{\omega_7 - \omega_B} = -\frac{z_7}{z_1},$$

Где z_1 и z_7 - числа зубьев колес 1 и 7 в передаче по рис 3.1.

В передаче по рис.3.1 $\omega_7 = 0$ и кроме того окружная скорость геометрической оси детали 5, поскольку колесо 7 неподвижно, равна $V_5 = 0,5V$, где V окружная скорость в зацеплении колеса 1 с сателлитом 5. Тогда угловая скорость водила

$$\omega_B = \frac{V}{2(r_1 + r_C)} = \frac{V}{2\left(\frac{tz_1}{2\pi} + \frac{tz_C}{2\pi}\right)}$$

Тогда передаточное отношение передачи по рис. 3.1

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_B} = 1 + \frac{z_C}{z_1}.$$

где r_C и z_C - радиус сателлита и его число зубьев.

В передаче по рис.3.1 рекомендуют применять передаточное отношения от U = 3 до U = 12,5.

КПД этой передачи $\eta = 0,96...0.99$.

Есть другой способ определения передаточного отношения планетарной передачи. Он наглядный, потому что является графо –аналитическим. Рассмотрим этот способ на примере передачи по рис. 3.1.

Зададимся в некотором масштабе вектором окружной скорости V_1 ведущего колеса 1 и изобразим его в точке A_1 зацепления колеса 1 с сателлитом 4. Соединим начало и конец вектора V_1 с центром О колеса 1. В полученном нами треугольнике тангенс угла ψ_1 (см. Рис.3.2) равен угловой скорости колеса 1, то есть

$$tg\psi_1 = \frac{V_1}{r_1} = \omega_1.$$

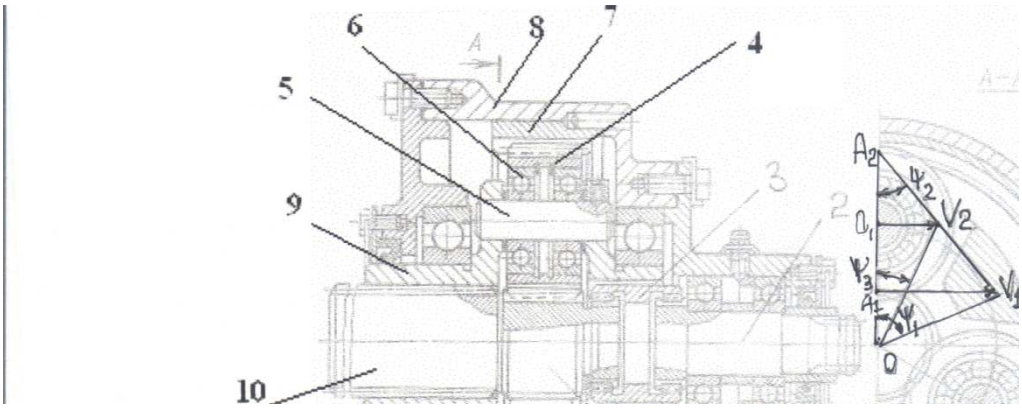

Рис..3.2

Соединим начало и конец вектора V_1 с неподвижной точкой A_2 зацепления сателлита 5 с колесом 7. В полученном прямоугольном треугольнике тангенс угла ψ_2 равен угловой скорости сателлита .То есть $tg\psi_2 = \omega_C$. Один катет этого треугольника проходит через центр O_1 вращения сателлита относительно водила 9. Из точки O_1 проводим перпендикуляр к линии O_1A_2 до пересечения с гипотенузой треугольника. Полученный отрезок в масштабе чертежа равен окружной скорости V_2 точки O_1, общей точки сателлита и водила. Соединим конец вектора V_2 с центром вращения колеса 1 и водила 8 Тангенс угла равен

угловой скорости водила 9. То есть $tg\psi_3 = \omega_B$. Теперь определим передаточное отношение планетарной передачи по рис 3.1 как

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_B} = \frac{tg\psi_1}{tg\psi_3} \ . \qquad (3.4)$$

Поскольку все определения тангенсов углов ψ_1, ψ_2 и ψ_3 происходили на одном чертеже, то есть в одном масштабе, то в отношении (3.4) эти масштабы сокращаются и остается только то, что написано в (3.4). Я считаю, что этот способ обладает наглядностью, и потому я им всегда пользуюсь.

Планетарные передачи широко применяются в машиностроении благодаря следующим их свойствам.

1. Они имеют малые габариты в сравнении с непланетарными передачами.. Это объясняется тем, что имеет место распределение нагрузки между сателлитами. Уменьшение габаритов планетарных передач также объясняется тем, что в них применяется внутреннее зацепление зубчатых передач, которые обладают повышенной несущей способностью в сравнении с передачами наружного зацепления, которые применяются в непланетарных передачах.
2. Планетарные передачи обладают большими кинематическими возможностями. Есть схемы планетарных передач, в которых реализуются большие передаточные отношения. Однако они обладают низким КПД. Поэтому надо квалифицированно выбирать схему планетарной передачи, чтобы избежать выбора схемы передачи с низким КПД.
3. Важным свойством планетарных передач является их способность осуществлять сложение и разложение движений а также менять передаточное отношение передачи путем затормаживания того или другого зубчатого колеса.

Недостатки планетарных передач состоят в том, что они требуют повышенной точности при изготовлении, имеют большое число деталей и сложнее в сборке.
У четом сказанного рассмотрим планетарные передачи , наиболее применимые в практике машиностроения.

На рис. 3.3 показана планетарная передача, в которой сателлиты содержат два зубчатых колеса Z_2 и Z_3, одно из которых находится в зацеплении с неподвижным колесом Z_4. В результате этого появились большие кинематические возможности, чем в передачи по рис. 3.1. Рекомендуемые передаточные отношения этой передачи U = 7…16, а КПД столь же высокое, как ив передаче по рис.3.1.

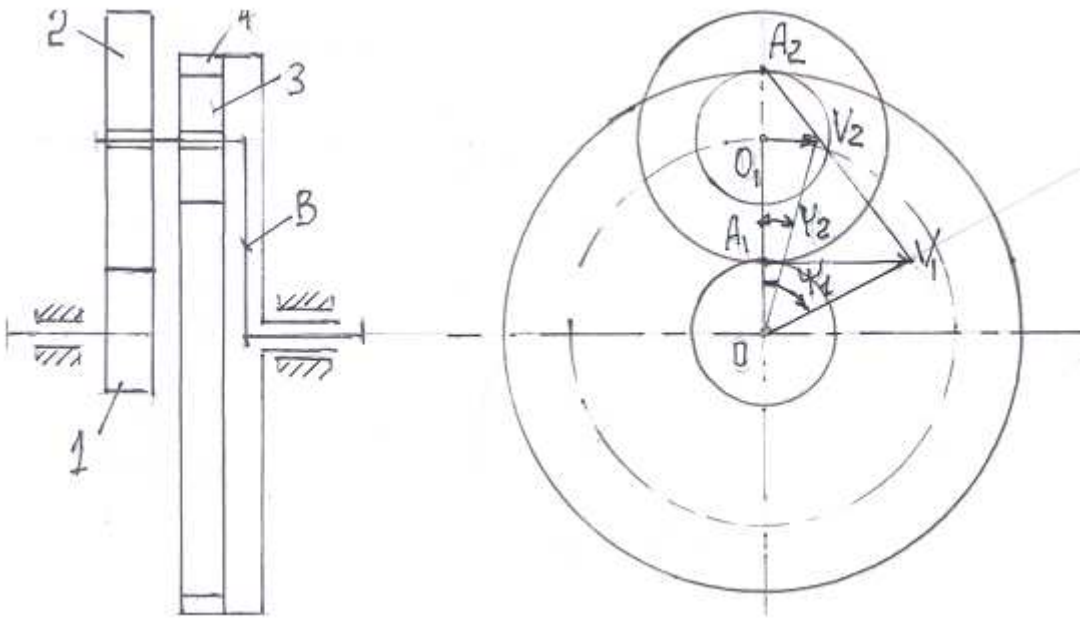

Рис. 3.3

Передаточное отношение этой пе6редачи вычисляется по формуле (приводится без вывода).

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_B} = 1 + \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}, \qquad (3.5)$$

Где $Z_{1,} Z_{2,} Z_3$ и Z_4 - числа зубьев соответствующих колес.

Проверим правильность формулы (3.5) вычислив передаточное отношение двумя методами: по формуле (3.5) и графо – аналитически. Для этого в формуле (3.5) заменим числа зубьев соответствующими диаметрами колес. Предположим, что эти колеса имеют одинаковый модуль m, тогда эта замена в формуле (3.5) сводится к умножению числителя и знаменателя на m^2. Теперь формула (3.5) имеет вид

$$U = 1 + \frac{d_2 d_4}{d_1 d_3}, \qquad (3.6)$$

Где d_1, d_2, d_3 и d_4 - диаметры колес.

Определим эти диаметры непосредственно из чертежа на рис. .3.3. Получаем (в мм) $d_1 = 14,5$; $d_2 = 27$; $d_3 = 14,5$ и $d_4 = 56,5$. Получаем из формулы (3.6)

$$U = 1 + \frac{27.56,5}{14,5.14,5} = 7,25.$$

Выполним построения графо-аналитического определения передаточного отношения , методом описанные выше, то есть определим непосредственным замером углы ψ_1 и ψ_2 (см. рис.3.3). Они равны ψ_1=63° и $\psi_2 = 15°$ и вычислим U из (3.4).Получаем U = 7,26.

В пределах точности наших замеров нами получены одинаковые результаты. Значит, оба метода верные.

На рис. 3.4 показана двухступенчатая планетарная передача, состоящая из двух однорядных передач по рис. 3.1

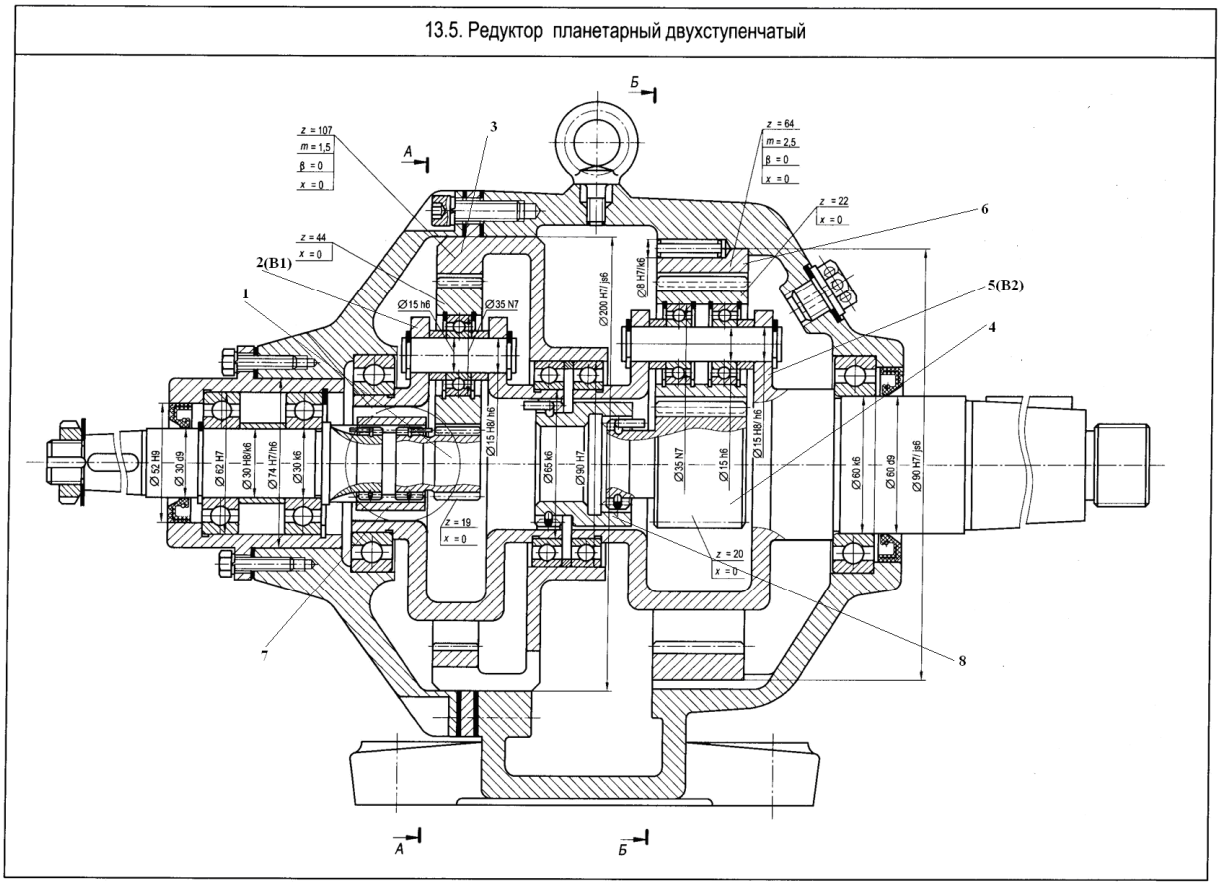

Рис.3.4

Передаточное отношение в этой передаче при $\omega_3 = \omega_6 = 0$

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_{B2}} = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right)\left(1 + \frac{Z_6}{Z_4}\right)$$

В этой передаче рекомендуют передаточные отношения от 16 до 125. КПД η = 0,93…0,97. Применяется для силовых передач в случаях, когда передаточное отношение в одноступенчатой планетарной передачи недостаточно.

Обращает на себя внимание и в этой конструкции применение зубчатых муфт 7 и 8 в приводе центральных колес 1 и 4, Эти муфты обеспечивают плавающее положение колес 1 и 4 и тем самым равномерное распределение нагрузки на сателлиты.

Определенный интерес для силовых передач в машиностроении представляют цевочные планетарные передачи. Здесь в названии этих передач мы встречаемся с новым термином – « цевочная планетарная передача».

Для понимания работы такой передачи необходимо объяснить в чем ее особенность. Наибольшее распространение в машиностроении получили эвольвентные зубчатые передачи, то есть передачи, в которых рабочие поверхности зубьев очерчены по эвольвенте. Эвольвента – это кривая, образованная точкой на прямой, которая перекатывается по окружности.

Эвольвентная передача обладает определенными преимуществами в сравнении с другими кривыми, образующими рабочие поверхности зубьев.

Это, во-первых, то, что инструмент для изготовления эвольвентных колес имеет прямобочный профиль, то есть более простой в изготовлении. И, во-вторых, зуб в эвольвентном зацеплении имеет в наружном зацеплении (которое имеет место в большинстве зубчатых передачах) выпуклый профиль. Это обстоятельство приводит к

тому, что эвольвентное зацепление мало чувствительно к ошибкам в межцентрового расстояния.. Эвольвентное зацепление предложил Леонард Эйлер еще в XV11 веке.

Циклоидальными кривыми или ***циклоидами*** (***рулеттами***, ***трохоидами***) называется семейство кривых, которые описываются точками окружности или точками, связанными с этой окружностью, при ее перекатывании без скольжения по другой окружности или прямой. Известна теорема Камуса, которая доказывает, что профили выполненные по циклоидальным кривым будут при определенных условиях сопряженными и взаимоогибаемыми, то есть могут быть кривыми рабочих поверхностей зубчатых передач.

Преимущества и недостатки циклоидального зацепления

Преимущества:

• *меньший износ профилей за счет использования зацепления выпуклого профиля с вогнутым*;

• *больший, чем в аналогичной эвольвентной передаче, коэффициент перекрытия*;

• *возможность получения на шестерне* (*трибе*) *без подрезания меньшего числа зубьев, нежели в эвольвентных зубчатых передачах*;

• *меньшая скорость скольжения профилей.*

Недостатки:

• *более сложный профиль режущего инструмента, а следовательно, и большая стоимость изготовления*;

• *чувствительность к монтажным погрешностям межосевого расстояния* (*изменение межосевого расстояния изменяет передаточное отношение*).

К разновидностям циклоидальных зацеплений относятся часовое и цевочное В цевочном зацеплении радиус производящей окружности одного из колес выбирается равным радиусу начальной (полоидной) окружности (рис. 3.5). В этом случае гипоциклоидальный профиль зубьев ответного колеса обращается в точку, что позволяет зубья первого колеса выполнить в форме цилиндрических пальцев, называемых цевками, укрепленных между двумя дисками; второе колесо при этом выполняется как зубчатое. Преимуществом цевочного зацепления является возможность отказаться от фрезерования зубцов одного из колес – цевочного колеса. Кроме того, цевки можно сделать вращающимися, заменив трение скольжения между зубьями колес трением качения, что увеличивает КПД передачи.

Цевочное зацепление может быть как внешним, так и внутренним.

Цевочное зацепление применяется в зубчатых механизмах больших габаритов: в подъемно-транспортных механизмах, в механизмах поворота орудийных башен, в некоторых типах планетарных редукторов. Во всех этих механизмах цевочным выполняют большее колесо, что позволяет отказаться от крупногабаритных зубофрезерных станков.

Кроме того, в военной технике цевочное зацепление широко применяется в гусеничных движителях для зацепления ведущего колеса с гусеницей, обеспечивая равномерность движения гусеницы при равномерном вращении ведущего колеса и безударное взаимодействие цевок гусеничной цепи с его впадинами.

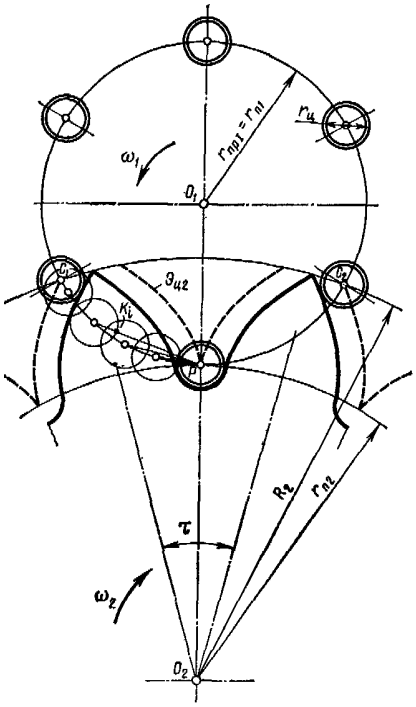

Рис. 3.5. Схема построения
цевочного зацепления

Цевочное зацепление известно с незапамятных времен. В качестве примера привожу простейшую передачу между перекрещивающимися осями колес в приводе мелющегося камня мельницы. (Рис. 3.6). Зубчатые колеса деревянные, а шестерня (цевка) представляет собой набор пальцев.

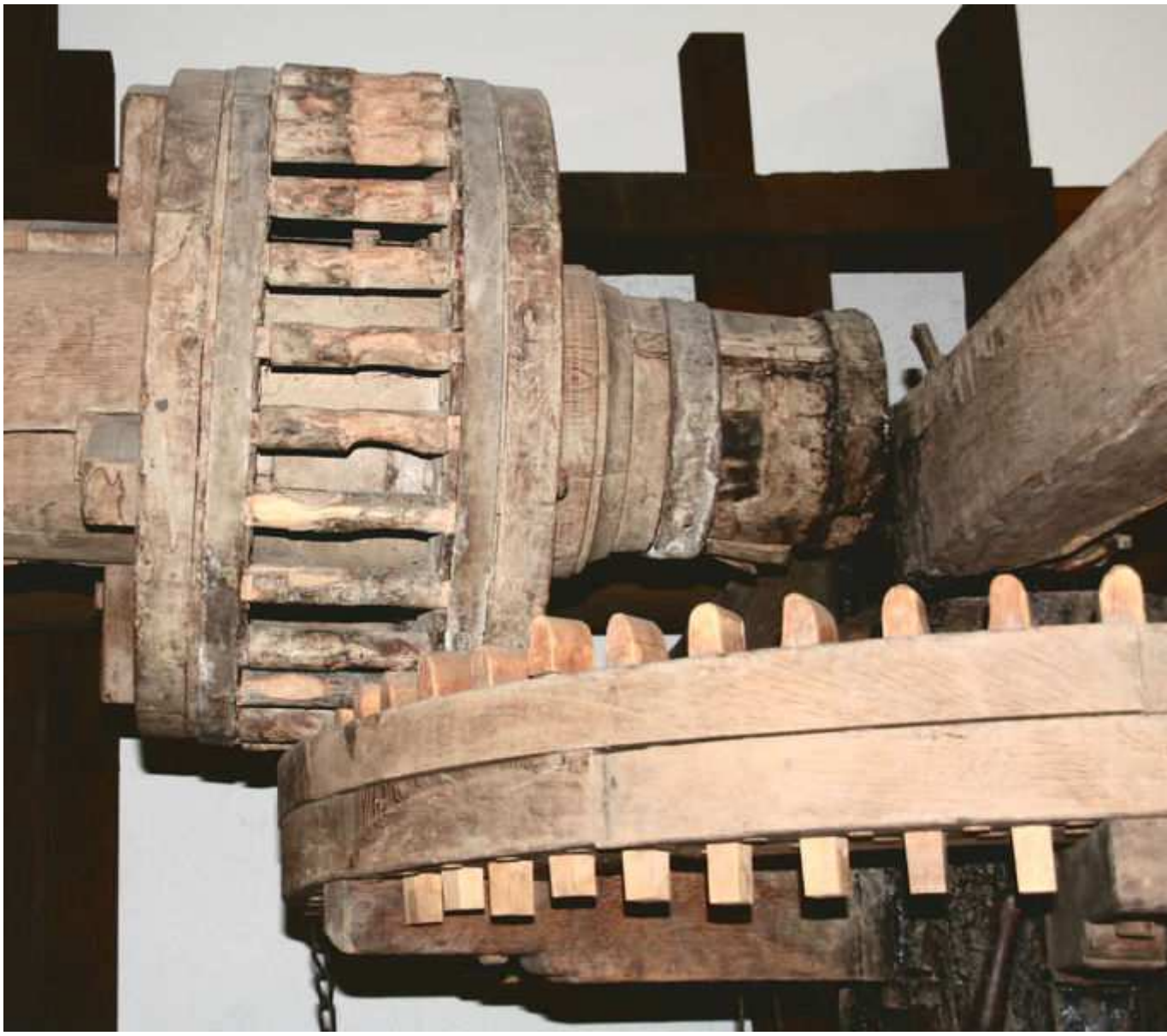

Рис. 3.6.

На рис 3.7 показана схема современной планетарно цевочная передачи применительно к приводу механизма поворота башенного крана, а на рис.3.8 и 3.9 пример ее конструкции.

Кинематическая схема

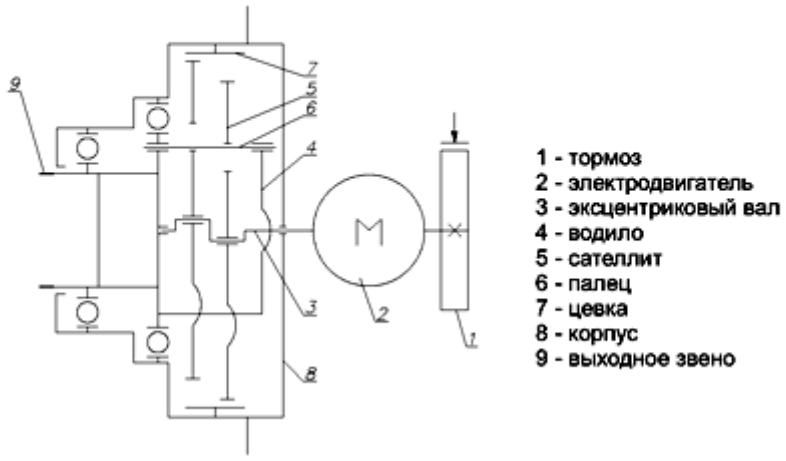

Рис. 3.7

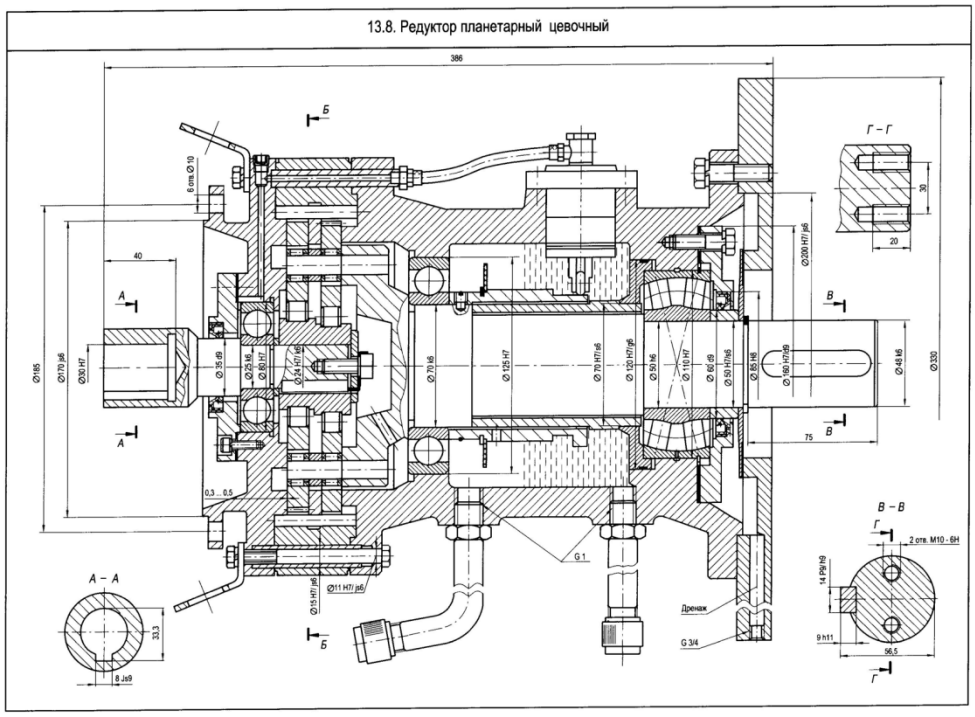

Рис 3.8

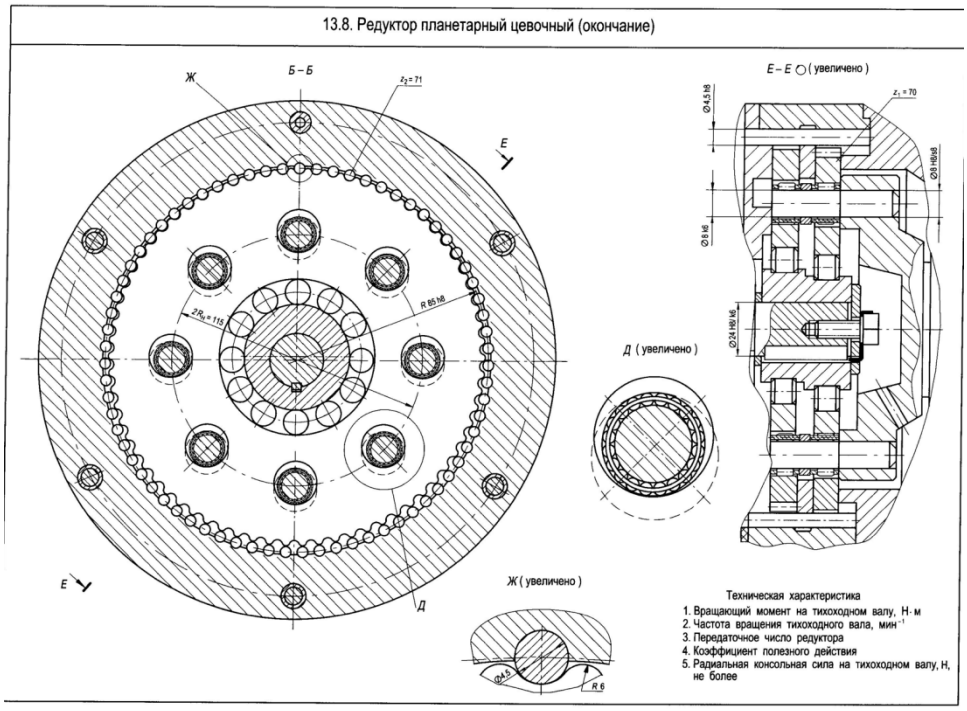

Рис.3.9

КПД передачи η = 0,93…0,97

Передаточное отношение , обычно U =16…63.

В заключение этого обзора приведем две схемы планетарной передачи (Рис.3.10) с большим передаточным отношением и при этом очень маленьким КПД. (См. Рис.3.10, где приведена зависимость КПД передачи от передаточного отношения. Эти схемы не рекомендуются применять в силовых передачах

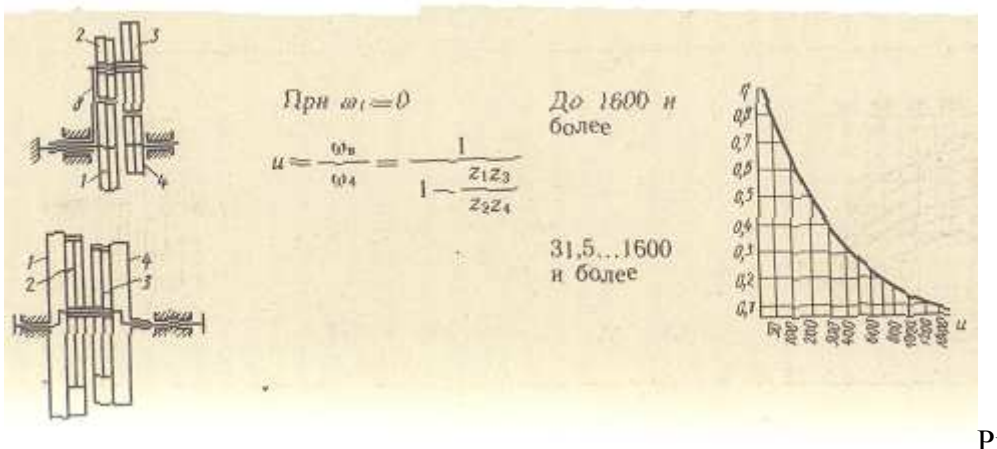

Рис3.10

До сих пор мы рассматривали схемы и конструкции планетарных редукторов, применяемых в общем машиностроении.

Планетарные передачи находят широкое применение в трансмиссиях автомобилей и тракторов. Типичной областью применения планетарных редукторов является колесный редуктор, то есть редуктор, встроенный в ведущее колесо. На рис. 3.11 и 3.12 приведены примеры таких редкторов.

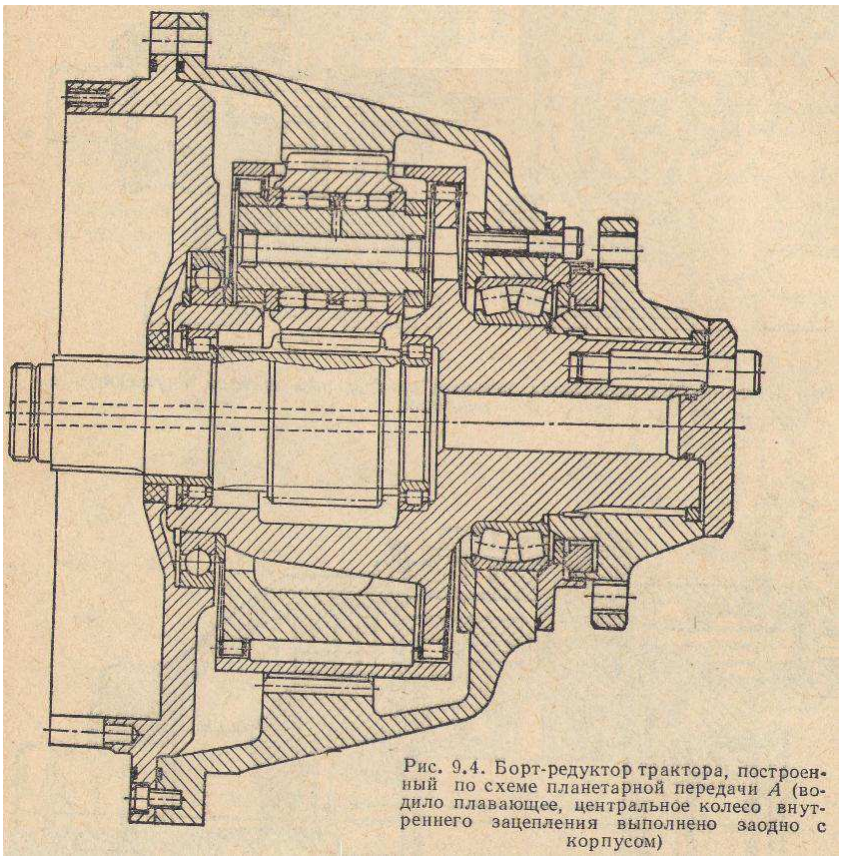

Рис. 9.4. Борт-редуктор трактора, построенный по схеме планетарной передачи *А* (водило плавающее, центральное колесо внутреннего зацепления выполнено заодно с корпусом)

Рис.3.11. Особенность конструкции этого бортового редуктора состоит в том, что водило выполнено плавающим и коронное колесо с внутренним зацеплением выполнено заодно с корпусом. Таким образом в этой конструкции получают равномерное распределение нагрузки между сателлитами.

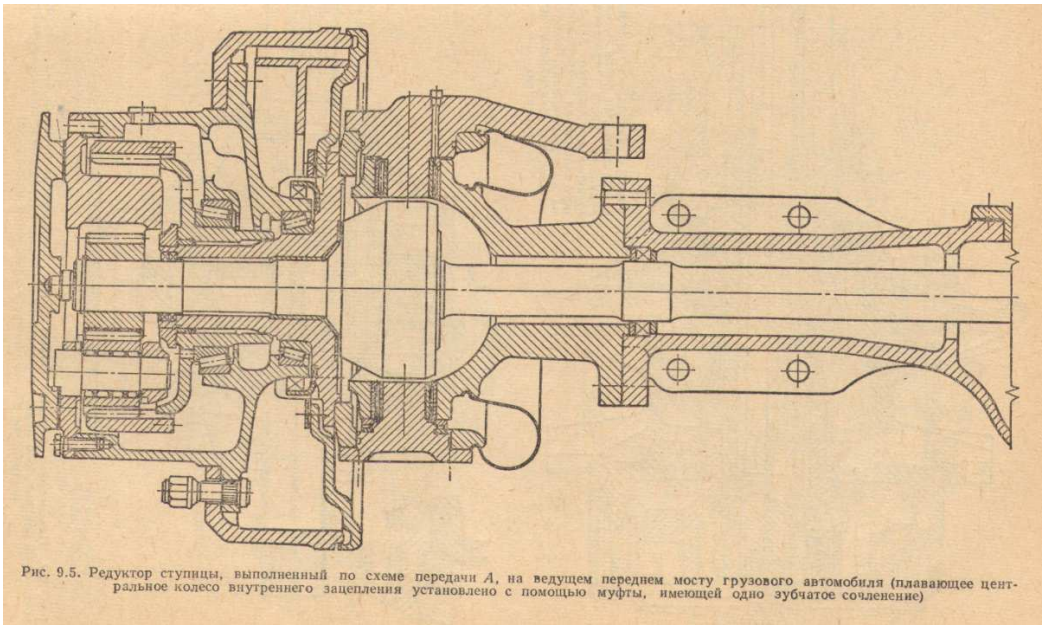

Рис. 9.5. Редуктор ступицы, выполненный по схеме передачи *А*, на ведущем переднем мосту грузового автомобиля (плавающее центральное колесо внутреннего зацепления установлено с помощью муфты, имеющей одно зубчатое сочленение)

Рис.3.12. В этой конструкции водило приводит ступицу колеса , а коронное колесо сделано плавающим. Поэтому и здесь достигается равномерное распределение нагрузки между сателлитами.

Свойства планетарных передач менять передаточное отношение в зависимости от того, какое из зубчатых колес оказывается заторможенным, представляет большой интерес для создания планетарных коробок перемены передач автомобилей и тракторов. Рассмотрим как меняется кинематика простейшей планетарной передачи в зависимости от того какое из зубчатых колес заторможено.

На рис 3.13 показана схема простейшей планетарной передачи (водило на рис. не показано).

Когда эта передача должна быть понижающей (то есть быть редуктором), то ведомым звеном является водило, а неподвижным колесом является коронное колесо. Этот случай представлен рис.3.1.

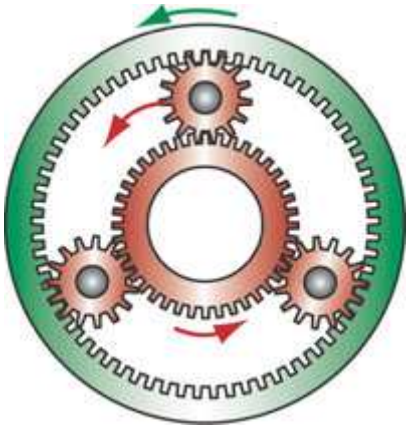

Рис.3.13

Понижающую передачу получаем также, если ведущим является коронное колесо, а ведомым водило при неподвижном солнечном колесе

Для получения прямой передачи следует жестко соединить водило и солнечную шестерню. При этом коронное колесо не может поворачиваться относительно солнечного колеса, и весь планетарный ряд вращается как одно целое.

В повышающей планетарной передаче «солнце» является заторможенным элементом. Только ведомое звено теперь — не водило, а «корона».

Повышающую передачу также можно получить от ведущего водила к солнечному колесу при неподвижном коренном колесе

Чтобы изменить направление вращения на противоположное, нужно затормозить водило (то есть сделать неподвижными оси сателлитов) — и теперь «корона» и «солнце» будут вращаться в разные стороны.

Таким образом, в простейшем планетарном ряду мы можем получить шесть вариантов передач, затормаживая то или оное зубчатое колесо.

В начале 90-х годов прошлого века появились автоматические многоступенчатые планетарные коробки передач (АКПП).Эти коробки передач улучшали динамические показатели работы машины, повышали топливную экономичность и комфортность управлением автомобилем. Так появились пяти-,шести - и семи- ступенчатые АКПП, созданные германскими фирмами ZF и Mercedes-Benz. Рассмотрим первую из этого семейства АКПП, а именно ZF4HP18 (Рис.3.14.

Надо отметить, что приводимые в интернете описания этих передач сопровождаются не чертежами в общепринятом понимании, а аксонометрическим рисунком, в котором не возможно рассмотреть элементы конструкции. Поэтому объяснение конструкции затруднено.)

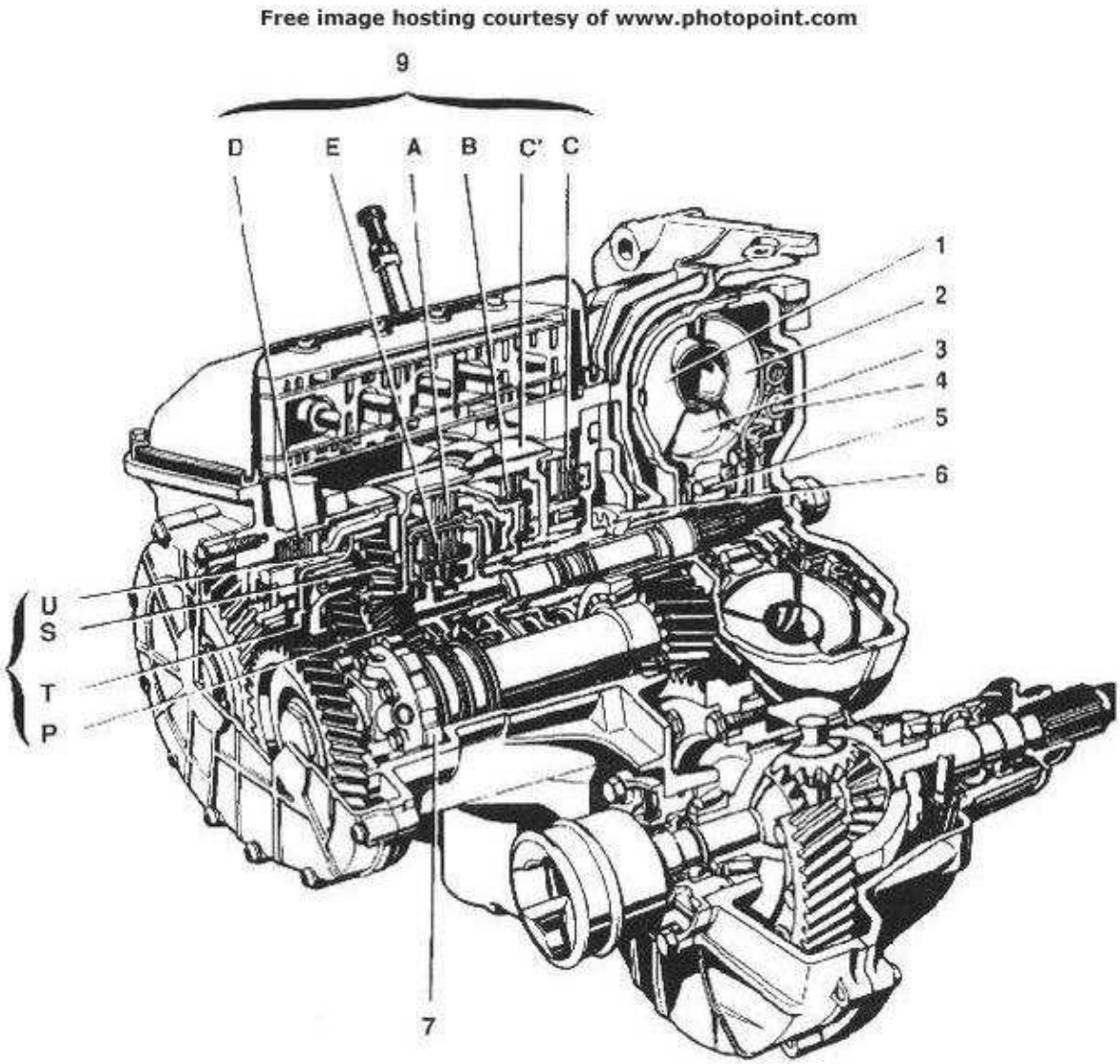

Рис.3.14

Автоматическая коробка передач (Рис.3.14) состоит из гидротрансформатора (поз.1,2,3), объединенного с гасителем крутильных колебаний 4,обгонной муфты 5 и планетарного редуктора , обеспечивающего четыре передачи для движения вперед и одну для движения назад.
На первой, второй и задней передачах весь крутящий момент передается через гидротрансформатор; на :третьей передаче в зависимости от нагрузки примерно 40% крутящего момента передается через гидротрансформатор, в то время как оставшиеся 60% передаются механически непосредственно через диск сцепления блокировки. На четвертой передаче весь крутящий момент передается только механически, а реакторное колесо гидротрансформатора свободно крутится на обгонной муфте, позволяя исключить потери в гидротрансформаторе.

Через четыре соленоидных клапана, объединенных в электро-механическую сборку, расположенную сверху коробки передач, электронное управляющее устройство передает команды на исполнительные устройства, в свою очередь воздействующие на фрикционы, тормоза и муфту свободного хода.

Переключение на более высокую или низкую передачу зависит от положения педали газа относительно скорости автомобиля, нажатия педали тормоза, текущего режима двигателя и выбранной программы.
Рычаг , расположенный в салоне и снабженный кнопкой для блокировки переключения, используется для выбора передач. Он соединен с устройством управления гибким тросиком, кроме того, устройство управления воздействует на расположенные на АКПП контактные группы, задающие кодированный электрический сигнал положения рычага для управления соленоидными клапанами (P, R, N, D).
Дополнительно:
7. Блокиратор
8. Планетарная передача
9. Дифференциал передачи на ведущие колеса автомобиля.
U Кольцевая шестерня
T Вал-шестерня
S1-S2 Боковые шестерни
P1-P2 Корончатые колеса
A-B-E Фрикционы
C-D Тормоза
C' Ленточные тормоза
Рассмотреть эту конструкцию не представляется возможным

Рассмотрим еще трансмиссию ходовой части танка Т-64А

Трансмиссия танка состоит из левой и правой планетарных коробок передач (ПКП) и бортовых передач (бортовых редукторов). Конструктивно ПКП объединены с бортовыми передачами в бортовые коробки передач (БКП).

Планетарные коробки передач - механические планетарные, обеспечивают семь передач переднего хода и одну заднего. Они предназначены для изменения скорости движения и тяговых усилий на ведущих колесах, поворота и торможения танка, отключения двигателя от ведущих колес. ПКП на различных передачах характеризуется следующими передаточными числами: I - 8.173; II - 4.4; III - 3.485; IV - 2.787; V - 2.027; VI - 1.467; VII - 1; ЗХ - 14.35 .

Каждая ПКП состоит из четырех планетарных рядов и шести фрикционных устройств (четыре тормоза и два фрикциона). Включение каждой передачи обеспечивается включением двух фрикционных устройств. Включение фрикционных устройств производится путем подачи масла под давлением в бустеры фрикционных устройств из механизмов распределения системы гидроуправления и смазки. Фрикционные устройства обладают высокой износостойкостью за счет применения дисков с трением металл по метало-керамике в масле.

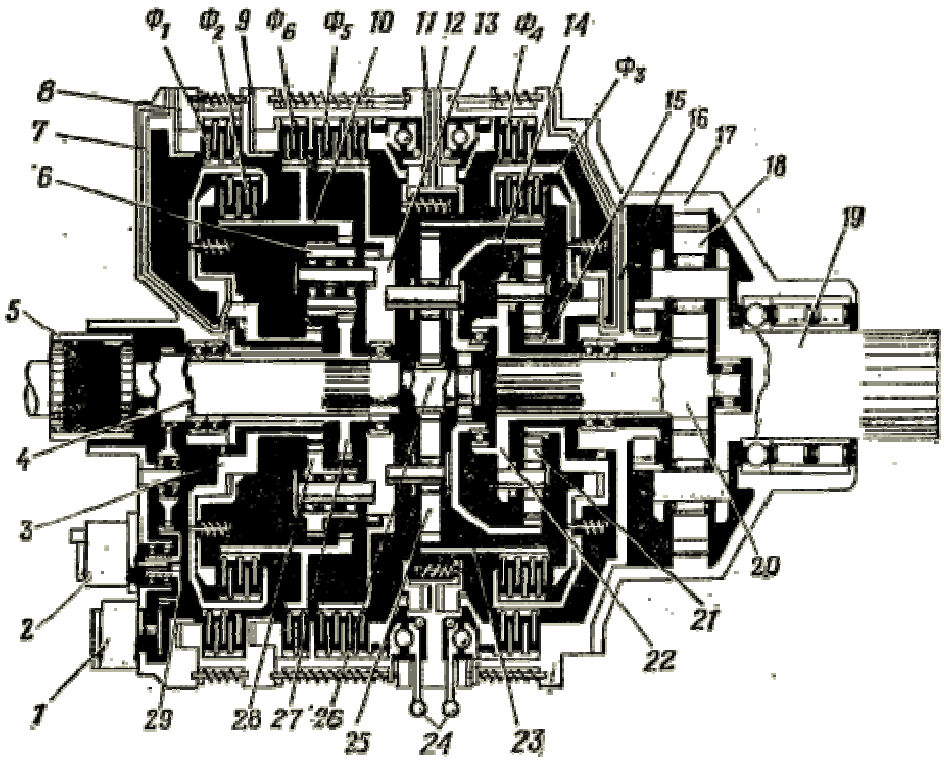

Рисунок - Схема бортовой коробки передач

Рис.3.15

Обеспечение движения в повороте осуществляется за счет постепенного уменьшения давления в бустерах включенных фрикционных устройств ПКП отстающего борта, при этом радиус поворота кинематически неопределен и зависит от внешних условий движения. После полного выключения фрикционных устройств, включаются фрикционные устройства, обеспечивающие на отстающем борту включение передачи на ступень ниже, при этом осуществляется поворот с расчетным (фиксированным) радиусом. Расчетные радиусы для различных передач имеют следующие значения: I - 1.365 м; II - 4.535 м; III - 11.735 м; IV - 12.395 м; V - 8.575 м; VI - 8.525 м; VII - 7.205 м; ЗХ - 1.365 м.

Следует оговориться, что расчетный радиус представляет собой расстояние от центра поворота (точка, вокруг которой осуществляется поворот) до продольной линии, пересекающей геометрический центр опорной поверхности танка. Так, для первой передачи, при развороте вокруг заторможенной гусеницы отстающего борта, радиус поворота составляет половину ширины колеи танка (R = B/2) и равен 1.365 м. Кроме того, при движении машины по местности, реальные радиусы поворота, в связи с существующим явлением юза отстающей и буксования забегающей гусениц, отличаются от расчетных и для сухих грунтов обычно в 1.3 - 1.8 раза выше расчетных.

Бортовые передачи - механические планетарные редукторы повышающие передаваемый крутящий момент и понижающие частоту вращения, с постоянным передаточным числом равным 5.454. На шлицах ведомого вала бортового редуктора устанавливается ведущее колесо.

Чтобы узнать передаточное число трансмиссии на данной передаче, достаточно умножить передаточное число бортовой передачи на передаточное число коробки передач.

Приводы управления трансмиссией - гидромеханические сервоприводы. Они предназначены для обеспечения управления всеми режимами работы трансмиссии путем включения и выключения фрикционных устройств в ПКП.

Приводы управления состоят из механической и гидравлической части. Исключение составляет привод остановочного тормоза, который является сервоприводом непосредственного действия и гидравлической части не имеет.

В механическую часть входят приводы: выключения трансмиссии (привод сцепления), переключения передач, управления поворотом машины, остановочного тормоза. Гидравлическая часть приводов управления состоит из механизмов распределения, установленных сверху на картерах ПКП, и является частью системы гидроуправления и смазки трансмиссии.

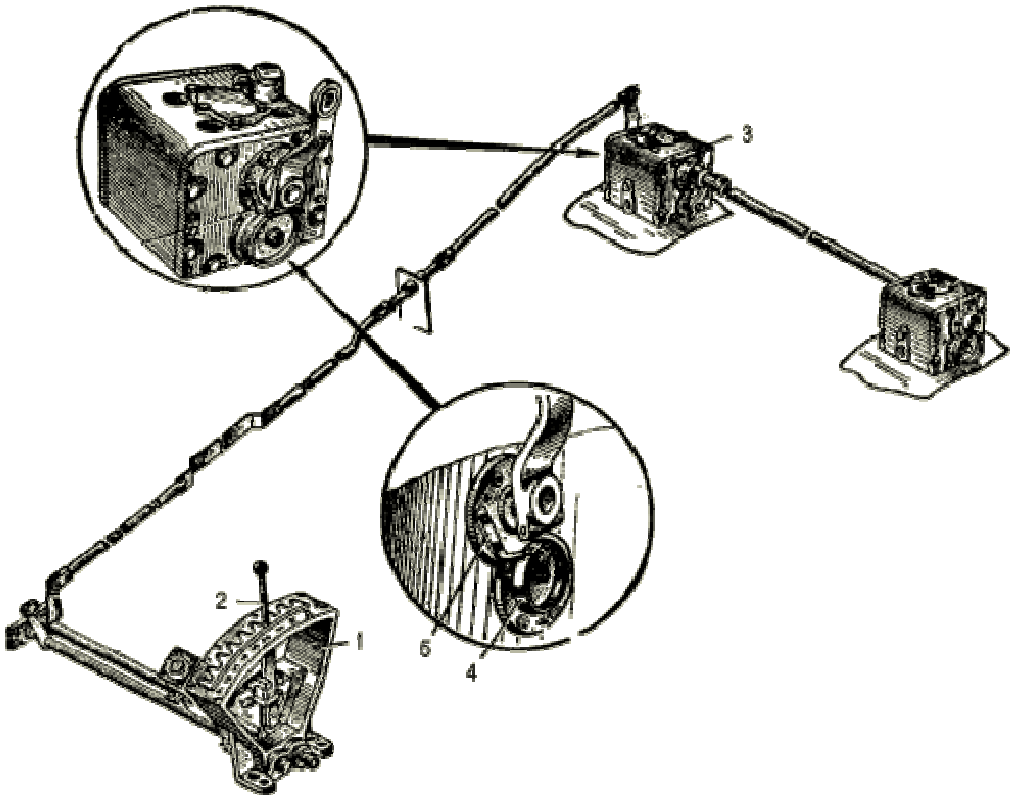

Рисунок - Привод переключения передач
Рис.3.14

1-избиратель передач; 2-рычаг избирателя; 3-механизм распределения; 4-лимб; 5-стрелка (4 и 5 используются для регулировки привода)

В связи с отсутствием у привода остановочного тормоза гидравлической части, следует отметить некоторые его особенности. Для уменьшения необходимого усилия при торможении машины применен сервомеханизм кулачкового типа. Для обеспечения равномерного торможения гусениц на разных бортах в приводе используется балансирное устройство параллелограммного типа, смонтированное в сборе с сервомеханизмом.

Механизмы распределения - золотниковые, работают по принципу "включено/выключено" и "регулятор давления". Механизмы распределения обеспечивают изменение давления масла и направление его потоков к соответствующим бустерам

фрикционов ПКП в зависимости от заданных положений приводов переключения передач, поворота и сцепления.

Механизмы распределения, несмотря на их малые габаритные размеры, представляют собой довольно сложные гидромеханические агрегаты, требующие высокой точности при изготовлении их деталей. Именно поэтому, при изготовлении золотников переключения передач и поворота используют метод увеличения допуска на их обработку, после чего, в зависимости от реально полученного размера, их сортируют по трем группам типоразмеров. Таким образом, значительно снижаются затраты на производство деталей с высокими требованиями на точность обработки и достигается требуемый технологический допуск на посадку деталей.

Также, как и предыдущий рисунок рассмотреть конструкцию не представляется возможным. Поэтому я просто зачитал те пояснения , которые приводятся в описании.

Я думаю будет полезным рассмотреть еще конструкцию 16-ти скоростную КПП ТМ16-2000 грузового автомобиля типа КАМАЗ, над доводкой и исследованием в настоящее время работает наша лаборатория совместно с КОМ и институтом НАМИ. Интерес к этой конструкции (Рис. 3.16) заключается, в частности, в том, что мы здесь располагаем чертежом и потому можем рассмотреть все особенности конструкции.

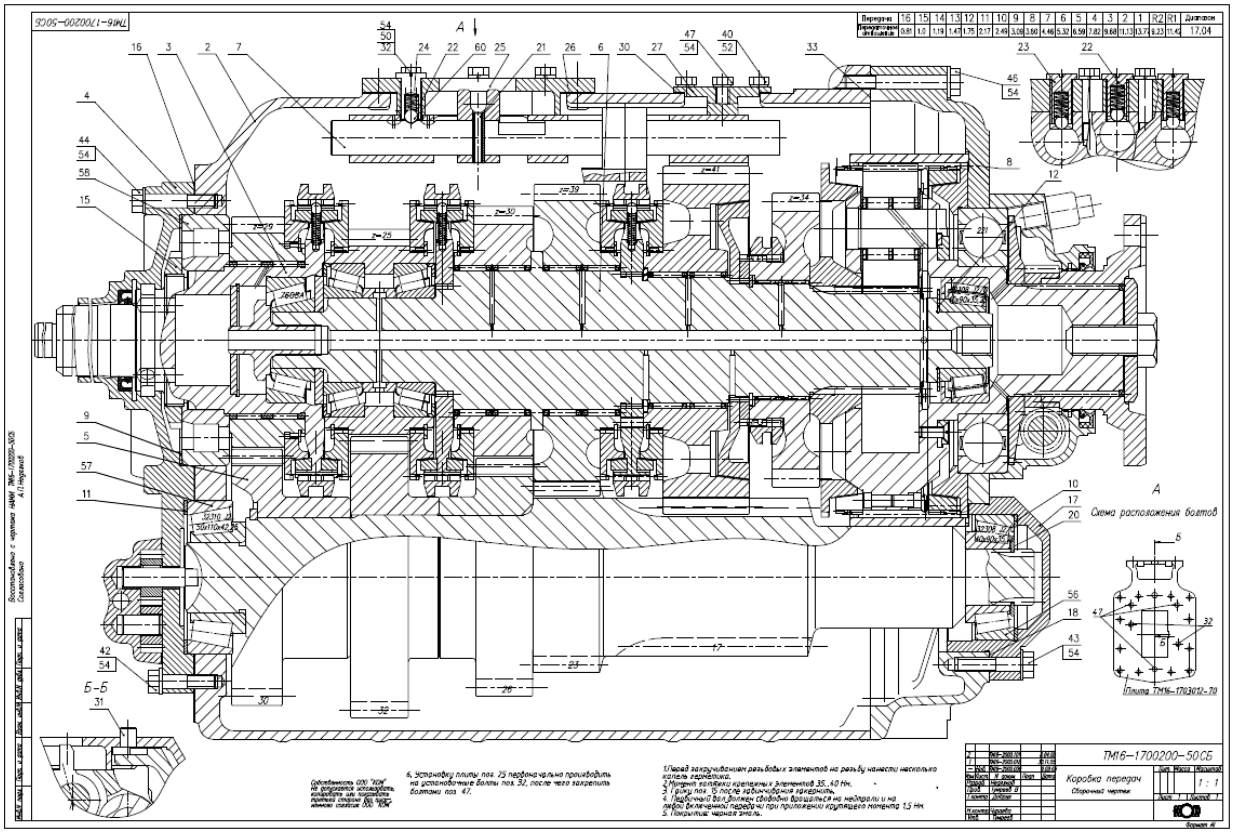

Рис. 3.16

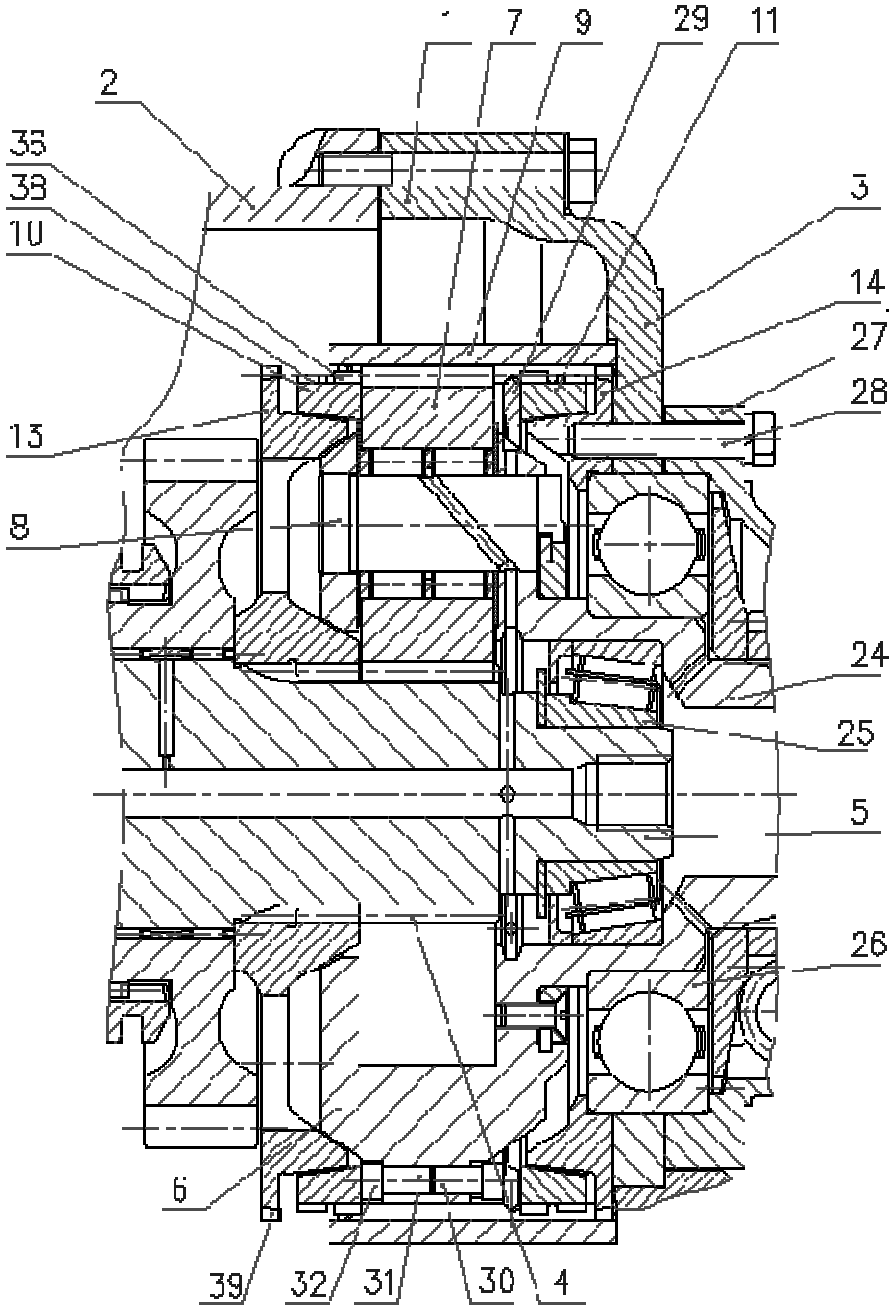

Рис. 3.17

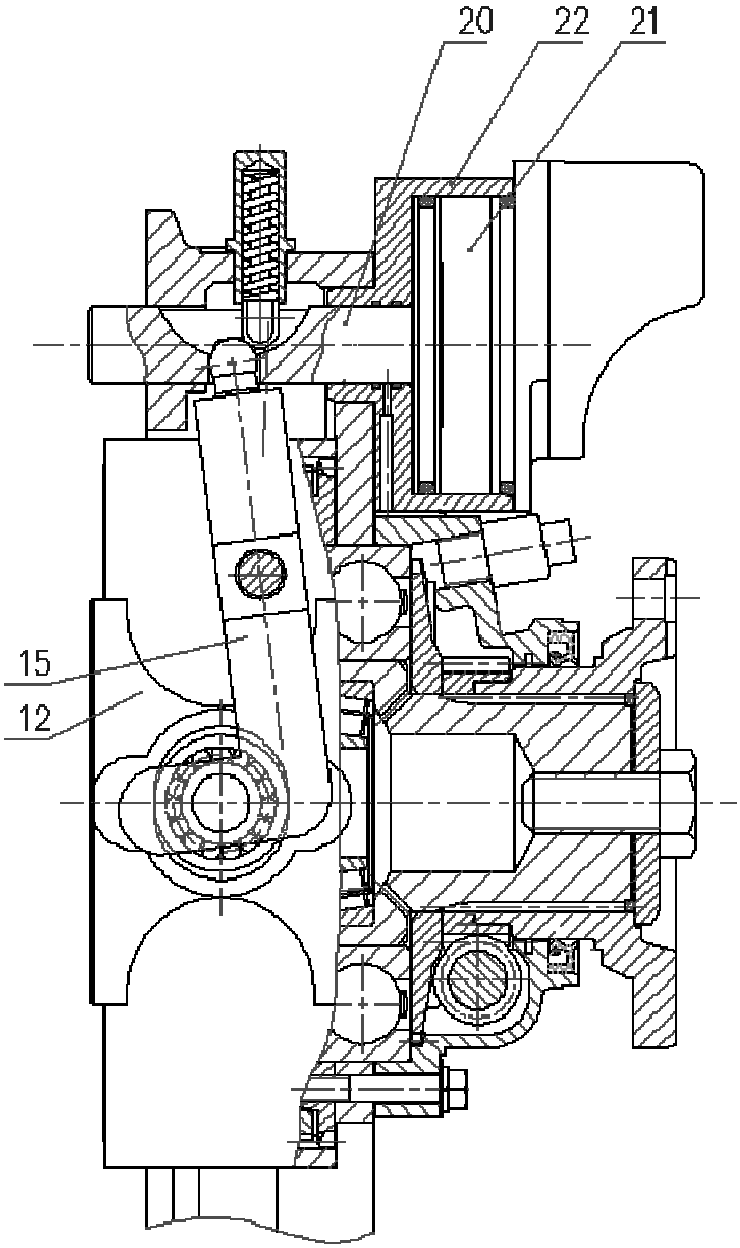

Рис.3.18

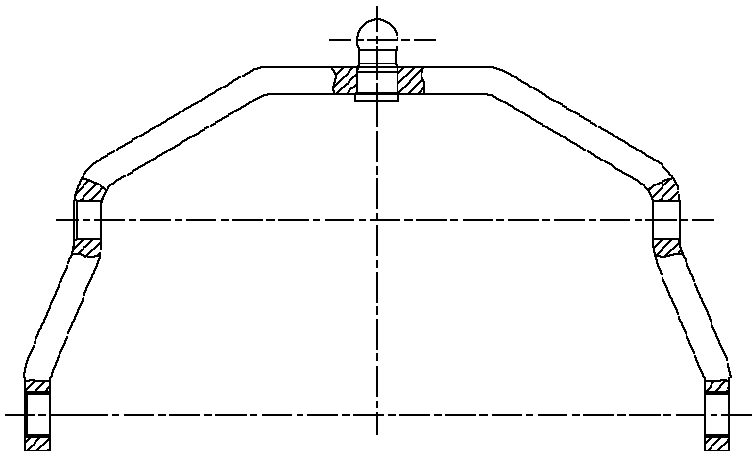

Рис.3.19

На рис.3.16 приведен продольный разрез 16-и ступенчатой синхронизированной коробки передач ТМ16-2000, из которых видно, что она выполнена по 3-х вальной схеме и состоит из трех последовательно расположенных редукторов – 2-х ступенчатого делителя, 4-х ступенчатого основного редуктора и 2-х ступенчатого планетарного демультипликатора.

В этой коробке нас интересует планетарный демультипликатор. Отдельно этот узел изображен на рис. 3.17. В планетарной передаче солнечное колесо4 выполнено заодно с валом 5. Водило 24 является ведомым звеном. Коронное колесо 9 может занимать два положения.

Когда колесо 9 сдвинуто вправо, оно входит в зацепление с зубчатым венцом 14, закрепленном на корпусе 3. Чтобы это перемещение стало возможным без удара имеется синхронизатор, кольцо 11 которого своей конической поверхностью входит в контакт с конической поверхностью на детали 14. Трение между этими поверхностями тормозит вращение коронного колеса 9 и делает возможным зацепление зубьев коронного колеса 9 и детали 14. Теперь коронное колесо 9 остановлено и водило осуществляет привод выходного вала коробки . Передаточное число планетарного демультипликатора I = 4,56.

Во втором положении коронного колеса 9 оно входит в зацепление с зубьями детали 13, которое сидит на валу 5. В этом положении коронное колесо 9 оказывается связанным с солнечным колесом 4 на валу 5 и потому оба они вращаются как одно целое и потому передаточное число планетарного механизма равно единице. Чтобы стало возможным безударное зацепление коронного колеса 9 с деталью 13, здесь также имеется синхронизатор, аналогичный тому, который описан выше.

Для перемещения коронного колеса 9 в то или другое положение имеется пневмоцилиндр, шток 20 которого поворачивает рычаг 15 и переводит коронное колесо из одного положения в другое. В этом перемещении важная роль принадлежит синхронизатору. Но мы его работу рассматривать не будем (см. рис.3.18. Отдельно рычаг 15 показан на рис.3.19).

До сих пор мы рассматривали механизмы с одной степенью свободы, то есть такие, в которых параметры движения выходного вала полностью определяются параметрами движения входного вала передачи и ее передаточным отношением. Однако в машиностроении бывают случаи, когда необходимо разделить движение на два самостоятельных потока или , наоборот, объединить два самостоятельных движения в одно. В этих случаях применяются механизмы, которые называются дифференциалом, они обладают двумя степенями подвижности и являются разновидностью планетарных передач. Типичным и очень распространенным случаем применения дифференциала является привод ведущих колес автомобиля.

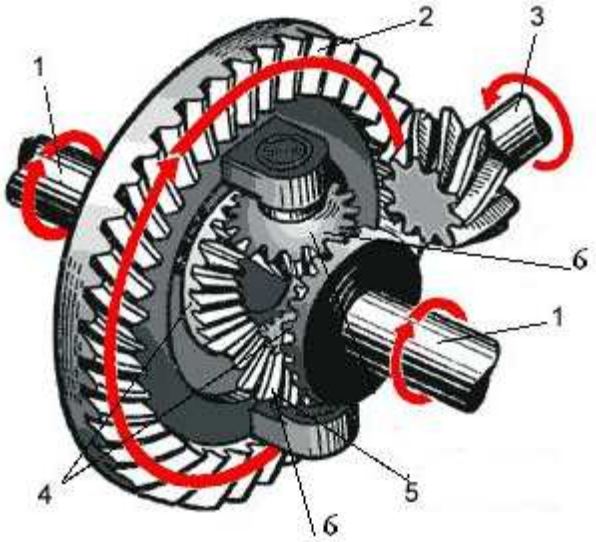

Рис.3.20

Дифференциал автомобиля устроен следующим образом (Рис. 3.20). От коробки перемены передач с помощью карданного вала (на рис.3.20 не показаны) приводится коническая шестерня 3, которая находится в зацеплении с коническим колесом 2. Колесо 2 свободно вращается на валу (этот вал на рис. не показан). Колесо 2 является водилом 5 планетарной передачи, оно несет сателлиты в виде конических колес 6. Сателлиты 6 находятся в зацеплении с коническими колесами 4, которые установлены на полуоси 1, приводящие ведущие колеса автомобиля (на рис.3.20 не показаны).

Работа дифференциала.

При прямолинейном движении и одинаковом сопротивлении дороги на оба ведущих колеса , сателлиты 6 вращаются совместно с коническим колесом 2 , но не вращаются на своих осях. В результате крутящий момент на полуоси 1 передается поровну.

При движении в повороте автомобиля колесо, расположенное ближе к центру поворота (внутреннее колесо) движется по меньшему радиусу, чем наружное колесо. Чтобы не было буксования колес наружное колесо должно вращаться с больше скоростью, чем внутреннее колесо. Сателлиты, вращаясь относительно своих осей, обеспечивают эту разную скорость вращения полуосей 1. Поэтому поворот автомобиля происходит без буксования ведущих колес. Однако сумма угловых скоростей полуосей 1 остается постоянной.

Если одно из ведущих колес встречает меньшее сопротивление, например, при наезде его на скользкий участок дороги, дифференциал заставляет это колесо вращаться с большей скоростью. А другое колесо при этом вращается медленнее и может остановиться. Получается, что при буксующем одном ведущем колесе автомобиль останавливается. Чтобы это не происходило, необходимо заблокировать дифференциал.

Известно несколько механизмов блокировки дифференциала, от ручного до автоматических разных принципов действия. В ручной блокировки по команде из кабины шестерни дифференциала блокируются, и колёса вращаются синхронно. Таким образом, дифференциал можно заблокировать на вязком грунте, и отключить блокировку на асфальте. Применяется в вездеходах

и внедорожниках.

При езде на таких автомобилях нельзя включать блокировку, когда автомобиль движется. Также нужно знать, что крутящий момент, создаваемый мотором, настолько велик, что может сломать механизм блокировки или полуось. На заблокированном дифференциале можно ездить только на малых скоростях и только на труднопроходимой местности. Включенная блокировка, особенно в переднем мосту, отрицательно влияет на управляемость.

Расчет планетарных передач имеет некоторые особенности. При проектировании планетарной передачи следует соблюдать три условия:

- условие соосности;

-условие собираемости;

- условие соседства.

Рассмотрим эти условие на примере простейшей планетарной передачи.

Условие соосности является следствием того, что сателлит 4 (рис.3.1) одновременно должен находиться в зацеплении с двумя центральными колесами, то есть $A_1 = A_2$, где A_1 и A_2 - межосевые расстояния этих зацеплений.

$$A_1 = 0,5\left(d_1 + d_4\right),$$
$$A_2 = 0,5\left(d_7 - d_4\right)$$

Откуда $d_4 = 0,5\left(d_7 - d_1\right)$

Если модули этих колес одинаковы и зацепления не коррегированы , то

$$Z_4 = 0,5\left(Z_7 - Z_1\right)$$

Условие собираемости является следствием того, что зубья сателлита должны одновременно войти в зацепление с двумя центральными колесами.

Если сателлит один и имеет четное число зубьев, то проблемы нет: всегда солнечное колесо можно повернуть так, чтобы сателлит вошел в зацепление и с коронным и с солнечным колесом.

В случае, если сателлитов два, они имеют четное число зубьев и они диаметрально расположены, то необходимо, чтобы числа зубьев колеса 1 и 7 были четными.

В случае трех сателлитов число зубьев центральных колес должно быть кратно трем, а число зубьев сателлитов должно быть четным. Центральный угол α между осями сателлитов для зацепления сателлита с коронным колесом и тот же угол для зацепления сателлита с солнечным колесом выражаются формулами

$$\alpha = \frac{2\pi}{3Z_7} \text{ и } \alpha = \frac{2\pi}{3Z_1}$$

На этом угле должно находиться целые числа зубьев, то есть $N_1 = \frac{\pi m Z_7}{3}$ на коронном колесе и $N_2 = \frac{\pi m Z_1}{3}$ на солнечном колесе. Сложим правые и левые части этих уравнений и получим

$$\frac{Z_7 + Z_1}{3} = \frac{N_1 + N_2}{\pi m},$$

Где m – модуль зацепления.

Поскольку πm является шагом зацепления, а их число может быть только целое число, то в правой части последнего уравнения также должно быть целое число N.

Теперь в общем случае обозначив число сателлитов n , получим

$$\frac{Z_7 + Z_1}{n} = N .$$

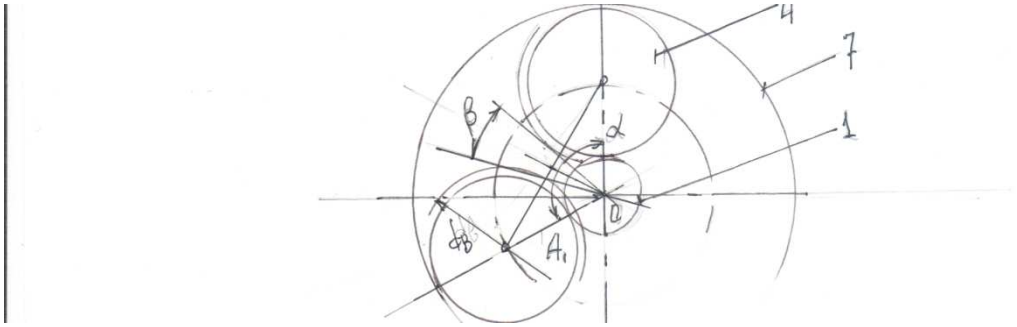

Рис.3.21

Условие соседства являются следствием того, что наружные диаметры d_B (Рис.3.21) могут накладываться. Проведем касательные из центра схемы планетарной передачи (рис.3.21) к окружностям выступов сателлитов 4 Условие соседства выполняется, если образованный этими касательными угол β > 0 или если соблюдается условие

$$d_B < (d_1 + d_4)\sin\frac{\pi}{n}$$

Или $$Z_4 + 2 < (Z_1 + Z_4)\sin\frac{\pi}{n}.$$

При проектировании планетарных передач расчету подлежат подшипники опор и зубчатые передачи. Большинство планетарных передач работают в масляной ванне и потому проектный расчет зубчатых передач выполняется на усталостную прочность по контактным напряжениям, а проверочный - на изгиб. В этих расчетах вводят коэффициент K_C, учитывающий неравномерность распределение нагрузки между сателлитами, при этом принимают K_C = 1,15…1,2 при плавающем солнечном колесе и K_C = 2 при отсутствии зубчатой муфты, обеспечивающее привод плавающего солнечного колеса. Коэффициент ширины солнечного колеса ψ_d берут равным 0,7…0,5 для термически улучшенных материалов и 0,5…0,3 – для закаленных.

Вопрос , надо ли излагать расчет зубчатых передач.?