**Устройство автомобиля ТО и ремонт.гр.2.3 на 08.05.2020 (1час)**

**Лабораторно практическая работа №11**

**Приводы ведущих колес.**

**ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА, ДИФФЕРЕНЦИАЛ И ПРИВОД**

Главная передача с дифференциалом и полуосями осуществляет привод к ведущим колесам, принципиальная схема которого зависит от типа направляющего устройства подвески (рис. 1).



**Рис.1. Привод к ведущим колесам автомобиля:**

*а* – с жесткой балкой; *б*– с подрессоренной главной передачей и дополнительной жесткой осью; *в* – с подрессоренной главной передачей и независимой подвеской.

В случае цельной балки моста (рис. 1-*а*) картер главной передачи может быть укреплен непосредственно к балке или являться ее составной частью, а полуоси представляют собой валы, полностью или частично разгруженные от поперечных усилий со стороны колес. Такая схема получила широкое распространение из-за простоты и малой стоимости конструкции. Однако в этой схеме отмечаются большие неподрессоренные массы, что приводит к повышенным инерционным нагрузкам на упругие и амортизирующие узлы подвески.

Картер главной передачи может быть укреплен на раме или основании несущего кузова. Балка моста обеспечивает параллельное и соосное расположение колес (рис. 1-*b*). Полуоси не испытывают действие поперечных усилий и представляют собой валы с двумя карданными шарнирами. Полуоси должны иметь скользящее шлицевое соединение для компенсации изменения расстояния между шарнирами при относительных перемещениях моста и рамы. В таких конструкциях при сохранении зависимой подвески снижается масса неподрессоренных частей.

Картер главной передачи может быть укреплен на раме, а колеса перемещаются независимо одно от другого (рис. 1-*c*). В зависимости от схемы подвески колесо может перемещаться параллельно плоскости симметрии автомобиля или качаться по дуге относительно фиксированной оси, пересекающейся с осью главной передачи. В первом случае полуоси не испытывают действия поперечных сил и представляют собой валы с двумя карданными шарнирами, а во втором — полуоси обычно несут поперечную нагрузку и имеют один карданный шарнир, центр которого расположен на оси качания коле

Главная передача с дифференциалом и полуосями должна удовлетворять следующим *требованиям*:

- обеспечивать передаточные числа, соответствующие оптимальным тяговым качествам и топливной экономичности;

- осуществлять кинематическую согласованность с направляющим устройством подвески, а в случае управляемого ведущего моста - и с рулевым приводом;

- обеспечивать низкий уровень шума;

- не создавать колебаний угловой скорости в трансмиссии;

- иметь небольшие габаритные размеры для осуществления простой компоновки и обеспечения необходимого дорожного просвета;

- обладать достаточной прочностью и жесткостью при минимальной массе.

К одинарным передачам относятся и *червячные передачи*, которые в настоящее время используются редко (главным образом на тяжелых многоприводных автомобилях, автобусах, а также на некоторых легковых автомобилях, имеющих высокую стоимость). Червячные передачи имеют меньший уровень шума и позволяют получать большие передаточные числа при малых габаритных размерах и массе, дают возможность упростить конструкцию привода к ведущим колесам многоприводных автомобилей.

К недостаткам червячной передачи по сравнению с зубчатыми передачами относятся меньший КПД, высокая стоимость, обусловленная применением дорогостоящих материалов (высококачественной оловянистой бронзы для зубчатого венца червячного колеса), а также необходимость тщательной обработки поверхности червяка (шлифование и полирование).

Такие передачи применяются для автомобилей (средней и большой грузоподъемности) и автобусов. Двойная главная передача состоит из двух пар зубчатых колес — конической (гипоидной) и цилиндрической. По сравнению с одинарными двойные передачи имеют большие размеры, массу, стоимость. В то же время двойные передачи дают возможность получить при допустимом значении дорожного просвета большие значения передаточных чисел (7…12).

Двойные главные передачи могут иметь горизонтальное и вертикальное расположение (рис. 5). Горизонтальное расположение позволяет получить практически любое передаточное число, но приводит к увеличению длины агрегата, а также отрицательно влияет на установку карданных валов, увеличивая их углы наклона.

При вертикальном расположении упрощается компоновка *проходной* главной передачи (например, привод двух осей задних ведущих колес автомобиля КамАЗ) в многоприводных автомобилях, уменьшаются углы наклона карданного вала. Однако при таком расположении картер главной передачи крепится к балке моста сверху, что снижает жесткость балки и ухудшает условия работы зубчатых пар. Применение схемы, при которой плоскость соединения картера редуктора и балки моста расположена под углом 45°, создает более благоприятные условия для работы.

|  |  |
| --- | --- |
|

|  |
| --- |
| Вид А |

 |

**

***Рис. 4. Двойная главная передача:***

*1 — шестерня; 2 — колесо; 3 и 4 — цилиндрические шестерни; 5 — дифференциал; 6 и 7 масляные каналы соответственно входной и выходной.*

*При разделении общего передаточного числа между зубчатыми парами большее число имеет цилиндрическая пара, а меньшее — коническая, что дает возможность увеличить размеры конической шестерни, уменьшить осевые силы в зацеплении и повысить надежность конической пары. В существующих конструкциях двойных главных передачах передаточные числа конических пар равны 1,7—2,7.*

Такая передача имеет следующие преимущества:

- малые нагрузки на дифференциал, полуоси и карданные механизмы равных угловых скоростей, устанавливаемых в ведущих управляемых мостах (поэтому их габаритные размеры и масса уменьшаются);

- малые нагрузки на зубья при небольших размерах центральной части моста; при этом увеличивается дорожный просвет, что позво­ляет получить большие значения передаточных чисел.

Недостатками разнесенных двойных главных передач являются относительная сложность конструкции в связи с увеличением числа цилиндрических зубчатых колес и необходимость иметь дополни­тельно два раздельных картера. Кроме того, размещение подшипни­ковых узлов колесных редукторов затруднено.

В колесных редукторах применяются передачи с параллельными и соосными валами. Применение передачи с параллельными валами с расположением шестерни над зубчатым колесом позволяет иметь наибольший дорожный просвет, но не дает возможности получить большое передаточное число.

**Рис.6. Разнесенная двойная главная передача:**

*1* – коронное колесо; *2* – сателлит; *3* – ось сателлита; *4* – солнечная шестерня; *5* – ступица колеса; *6* – дополнительная опора; *7* – корпус главной передачи; *8* – регулировочная гайка.

Передачи с соосными валами могут быть непланетарными, в которых неподвижным звеном является водило, и планетарными (рис. 7) с неподвижным коронным колесом. Планетарный редуктор при одних и тех же размерах передачи по сравнению с непланетарным дает возможность на единицу увеличить передаточное число, что является существенным преимуществом. Поэтому наибольшее распространение получили однорядные планетарные передачи, в которых число сателлитов составляет от трех до пяти.



**Рис. 7. Планетарная колесная передача с неподвижным коронным колесом:**

/ — сателлит; *2* — коронное колесо; *3* — солнечная шестерня; *4* — ступица колес

Применение двухступенчатых главных передач позволяет увеличивать число ступеней трансмиссии без применения сложных многоступенчатых коробок передач и дополнительных коробок передач. Использование двухступенчатых главных передач целесообразно для автомобилей, работающих в горных условиях, на тягачах и для специальных автомобилей, создаваемых на базе стандартных автомобилей. Такая передача дает возможность увеличить как максимальное передаточное число, так и число передач, что необходимо для преодоления меняющихся сопротивлений, вызванных параметрами дороги и нагруженностью автомобиля.

Двухступенчатые передачи могут быть выполнены в виде цилиндрического или планетарного понижающего редуктора. На рис. 8 представлена двухступенчатая главная передача с цилиндрическим демультипликатором.

Цилиндрические шестерни установлены на промежуточном валу свободно (на подшипниках скольжения), а между ними на шлицах расположена зубчатая муфта. При перемещении муфты осуществляется переход с одного передаточного числа на другое, В двухступенчатой главной передаче всегда работают зубчатые пары, поэтому потери в зацеплении такие же, как в обычных двойных передачах, кроме потерь на разбрызгивание масла, которые значительны. Применение таких передач обусловливает увеличение габаритных размеров и массу заднего моста.

В главной передаче, изображенной на рис. 9, второй ступенью является планетарный редуктор, в котором водило соединено с корпусом конического дифференциала. Изменение передаточного числа осуществляется с помощью планетарных цилиндрических зубчатых колес, расположенных между ведомым коническим зубчатым колесом и дифференциалом. На высшей передаче солнечная шестерня блокируется механически с корпусом планетарного механизма. Весь механизм вращается как одно целое со скоростью вращения ведомого конического зубчатого колеса.

**Рис. 8. Двухступенчатая главная передача:**

*1* — промежуточный вал; *2 -*зубчатая муфта переключения.

На низшей передаче солнечная шестерня блокируется с картером моста, благодаря чему коронное зубчатое колесо, составляющее одно целое с ведомым коническим колесом, вращает через сателлит и водило корпуса планетарного механизма, соответственно уменьшая частоту вращения.

Переключение передач осуществляется с помощью дистанционного привода (механического, гидравлического, пневматического, электрического) с места водителя. Такой вариант расширения диа­пазона передаточных чисел является рациональным при использовании одного ведущего моста.

Для многоприводных автомобилей одновременное переключение нескольких ведущих мостов усложняет систему управления, и поэтому широкого применения такие передачи не получили. Из-за отсутствия синхронизации передач их переключение осуществляется до начала движения, что является недостатком таких передач. К недостаткам следует отнести также сложность конструкции, увеличение неподрессоренных масс.





**Рис. 9. Схемы двухступенчатых главных передач (***а* – простая; *б* – планетарная) ***и устройство двухступенчатой планетарной главной передачи:***

*1 — колесо; 2 — зубчатый венец коронной шестерни; 3 — сателлит; 4 — ось сателлита; 5 — муфта переключения; 6 — зубчатые венцы для включения низшей передачи.*

*Жесткость элементов главной передачи. Надежная и бесшумная работа главной передачи определяется жесткостью валов и их опор, схемой расположения и износостойкостью подшипников, жесткостью картера главной передачи. Для получения хорошего зацепления необходима высокая точность изготовления и сборки передачи. Но действующие в зацеплении силы приводят к нарушению взаимного расположения шестерни и колеса. Применением ряда технологических и конструктивных мероприятий можно значительно уменьшить влияние этих сил на работу зубчатых пар.*

*Зубчатую пару с круговым зубом обычно изготовляют таким образом, что при их зацеплении возникает локализованный, т. е. не полный контакт между зубьями. Радиусы кривизны зубьев шестерни выполняют несколько меньше радиуса кривизны зубчатого колеса. Поэтому касание зубьев происходит только в средней части. При малых нагрузках зона контакта занимает примерно половину длины зуба, а при больших нагрузках контакт распространяется на всю его длину. Небольшое относительное смещение шестерни и колеса вызывает лишь некоторое смещение зоны контакта от середины зуба в ту или другую сторону без нарушения зацепления.*

*На рис. 10 приведены установленные практикой предельные смещения в конической паре, не вызывающие значительного ухудшения зацепления. Наибольшее влияние на смещение оказывает конструкция опор.*

**

***Рис. 10. Предельные смещения конических зубчатых колес.***

*Стрела прогиба вала шестерни уменьшается при его монтаже на двух опорах, расположенных по обе стороны от шестерни. Однако размещение прилива для дополнительной опоры не всегда возможно, особенно при применении цельной (неразрезной) конструкции балки ведущего моста. При использовании дополнительной опоры усложняется механическая обработка картера главной передачи. Поэтому, несмотря на повышение жесткости главной передачи с дополнительной опорой, широкое распространение имеют схемы с односторонним (консольным) расположением опор. Уменьшение углового прогиба шестерни достигается при увеличении расстояния между подшипниками, которое рекомен­дуется выбирать не менее 2,5 большего диаметра шестерни. При неконсольной конструкции это расстояние можно уменьшить до 0,7 диаметра шестерни.*

*Значительное влияние на жесткость в осевом направлении оказывают конические подшипники. Увеличение угла конуса подшипника повышает жесткость в осевом направлении. Однако, при это радиальная жесткость уменьшается. Поэтому применение конических подшипников с большим углом конуса целесообразно при наличии дополнительной опоры. При установке шестерни на конических подшипниках для уменьшения длины консоли и увеличения расстояния между опорами подшипники следует располагать вершинами, обращенными внутрь вала (навстречу один другому).*

*Жесткость зубчатого колеса главной передачи зависит также от типа подшипников и расстояния между опорами. Для равномерного распределения усилия по подшипникам необ­ходимо стремиться к равенству расстояния между опорами.*

*В главных передачах с большими передаточными числами и большими диаметрами зубчатых колес наиболее опасными являются угловые деформации, вызываемые действием момента осевой силы на плече, равным радиусу зубчатого колеса. Для уменьшения этих деформаций во многих главных передачах предусмотрены упоры, установленные напротив зоны зацепления колес (рис. 11). Зазор между упором и зубчатым колесом назначают с таким расчетом, чтобы упор вступал в действие, когда перемещение зубчатого колеса под нагрузкой превысит допускаемую величину.*

*Нерегулируемый упор, состоящий из штифта 1 с упорным бронзовым наконечником 2, изображен на рис.11-а. Встречаются также упоры в виде ролика 5, установленного на игольчатом под­шипнике (рис. 11-б). Упоры с регулируемым зазором обычно используют в тех случаях, когда предусмотрена возможность регулировки положения зубчатого колеса.*

**

***Рис. 11. Упоры зубчатого колеса.***

*Жесткость в осевом направлении можно увеличить применением регулировки подшипников с предварительным натягом, сущность которого заключается в устранении зазоров и создании предварительного сжатия.*

*С увеличением предварительного натяга уменьшается возможность нарушения зацепления зубчатых колес, улучшается работа подшипникового узла, что обусловлено более равномерной нагрузкой между телами качения. Однако в случае превышения некоторой оптимальной величины предварительного натяга долговечность подшипника снижается. Установлено, что предварительный натяг до 40 % осевой нагрузки не снижает долговечности подшипника.*

*Так как средний крутящий момент не превышает 70 % максималь­ного момента двигателя, то за величину предварительного натяга подшипников шестерни главной передачи можно принять 30 % осевой нагрузки при полном крутящем моменте двигателя во время движения на высшей передаче.*

*Величина предварительного натяга определяется или по изменению расстояния между кольцами подшипников после установления зазоров, или по величине момента трения подшипников при проворачивании вала шестерни. В зависимости от грузоподъемности автомобиля момент для проворачивания шестерен составляет 2…4 Н·м.*

**Задание:Рассмотреть на рисунках Устройство приводов**

**Ведущих задних колес.?Объяснить преимущества**

**Двухступенчатых главных передач?**

**Классификация главных передач ?**

**Ответы присылать до 12.05.2020**

на эл.почту ieliena .zhukova.64@mail.ru

Или по номеру тел: 89082004500 (Viber или WhatsApp)