

ЛЕКЦИЯ № 09

ПРИВОД К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ. ПОЛУОСИ

Привод к ведущим колесам в зависимости от типа подвески осуществляется:

- цельными валами (полуоси) применяются в приводе ведущих неуправляемых колес
- карданные передачи:
 - с простыми карданными шарнирами — в приводе неуправляемых колес с поддрессоренной главной передачей;
 - с синхронными шарнирами — в приводе управляемых колес

Требования:

- надежность передачи момента при любом положении колес допускаемом подвеской;
- отсутствие пульсации угловой скорости (при передаче момента на управляемые и не управляемые колеса).

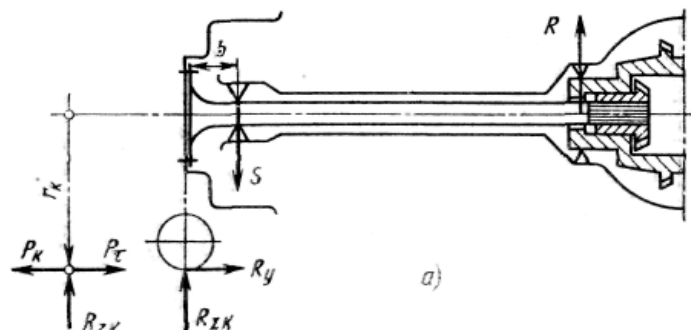
1. КОНСТРУКЦИИ ПОЛУОСЕЙ

Полуоси ведущего моста с жесткой балкой в зависимости от испытываемых полуосью нагрузок различают:

- полуразгруженные (рис. а);
- на три четверти разгруженные (рис. б);
- полностью разгруженные (рис. в).

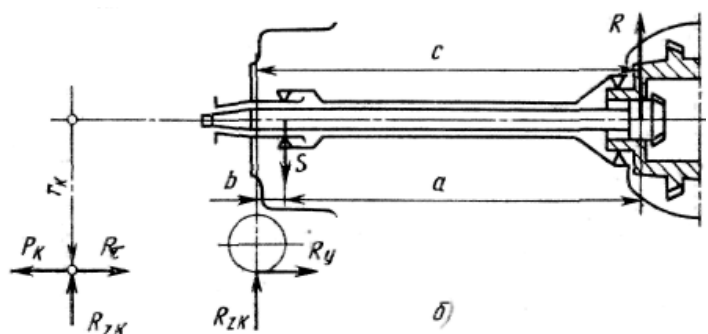
Полуразгруженные

Особенности: полуразгруженная полуось имеет внешнюю опору, установленную внутри балки моста. При этом со стороны колеса полуось **воспринимает все усилия и моменты, действующие от дороги**. Полуразгруженные полуоси **имеют наиболее простую конструкцию** и поэтому широко применяются на легковых автомобилях. Обычно в таких конструкциях **отсутствует ступица колеса** ее заменяет фланец полуоси, к которому непосредственно прикреплены диск колеса и тормозной барабан. Наружный конец полуоси опирается на подшипники, которые передают как нормальные, так и осевые усилия. При использовании шариковых подшипников для передачи осевой силы одного из направлений на полуось запрессовывается запорное кольцо.



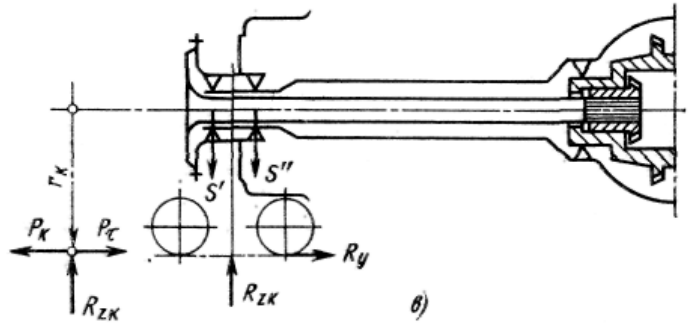
Разгруженные на три четверти

Особенности: разгруженная полуось имеет внешнюю опору между ступицей колеса и балкой моста. При этом изгибающие моменты от реакций R_{ZK} , P_K (P_T) и R_Y воспринимаются одновременно и полуосью, и балкой моста через подшипник. Доля нагрузок, приходящихся на полуось, зависит от конструкции подшипника и его жесткости. Боковая сила R_Y нагружает подшипник моментом $R_Y r_K$, который вызывает перекос подшипника и резко снижает срок его службы. Вследствие указанных недостатков полуоси такого типа имеют ограниченное применение.



Полностью разгруженная полуось

Особенности: имеет внешнюю опору со ступицей колеса, установленную на разнесенных двух роликовых или радиально-упорных шариковых подшипниках. Полуось теоретически нагружается только крутящим моментом, передаваемым от дифференциала к колесам. Однако вследствие упругой деформации балки моста, технологической несоосности ступицы колеса и полуосевой шестерни дифференциала, перпендикулярности плоскости фланца к оси полуоси возможно возникновение деформации изгиба полуоси.



2. РАСЧЕТ ПОЛУОСИ

Вернуться к любой схеме и еще раз пояснить наличие действующих сил

В общем случае движения на колесо действуют:

- крутящий момент от тяговой или тормозной сил M_K и M_T ;
- тяговая или тормозная сила P_K и P_T ;
- боковая сила R_Y (возникающая при поворотах или заносах);
- нормальная реакция на колесо R_{ZK} .

!!! одновременное действие максимальной продольной и поперечной сил ограничивается силой сцепления $R_{z\phi} = \sqrt{P_K^2 + R_Y^2}$.

НАГРУЗОЧНЫЕ РЕЖИМЫ

1. Движение по прямой

- нормальная реакция (при условии ускорения) $R_{ZK} = \frac{G_a^{вэд} g m_p}{2}$,

где $G_a^{вэд}$ – масса приходящаяся на ведущий мост АТС;

m_p – коэф. перераспределения нормальных реакций от силы тяги (торможения)

$$m_p = 1 \pm \frac{h_g \phi}{a},$$

a и h_g – координаты центра масс автомобиля;

ϕ – коэффициент сцепления, принимают $\phi = 0,7 \dots 0,8$.

- продольные усилия $P_K (P_T) = R_{ZK} \phi$ (достигают максимальной величины, равной $R_{ZK} \phi$);
- боковая сила $R_Y = 0$;

- максимальный крутящий момент $M_K = \frac{M_{e\max} U_{mp} K_D (1 + K_\phi)}{2}$,

где $M_{e\max}$ – максимальный момент двигателя;

U_{mp} – передаточное число трансмиссии (на низших передачах);

K_D – коэффициент динамичности см. «Лекцию № 3» (зависит от типа трансмиссии: 1,2 (при наличии гидромукта и упругих муфт) до 1,5..2,5);

K_ϕ – коэффициент блокировки.

2. Занос автомобиля (в этом случае действуют боковая сила и нормальные реакции)

– нормальная реакция (в этом случае нормальные реакции для внутреннего и наружного колес будут различными)

$$R_{Z_{\theta(n)}} = \frac{G_a^{eod}}{2} g \left(1 \pm \frac{2h_g \varphi'}{B} \right),$$

где φ' – коэффициент сцепления с дорогой при боковом скольжении, $\varphi' = 1$ (т.е. при наихудших условиях, что равноценно наличию препятствия);

B – ширина колеи;

\pm – знак плюс относится к полуоси внутреннего колеса по отношению направления заноса, знак минус – к полуоси наружного колеса.

– продольные усилия $P_{\kappa} (P_m) = 0$;

– боковая сила (в этом случае наибольшая боковая сила — центробежная сила, величина которой ограничена сцеплением колеса с дорогой)

$$R_Y = R_{Y_{\theta}} + R_{Y_H};$$

$$R_{Y_{\theta(n)}} = R_{Z_{\theta(n)}} \varphi.$$

3. Преодоление препятствия (в таком случае нагружения учитывается только вертикальное усилие

$$R_{Z_d} = \frac{G_a^{eod}}{2} g K_{dd},$$

где K_{dd} – коэффициент динамичности от дороги (для л. а. $K_{dd} = 1,75$, для г. а. $K_{dd} = 2,50$).

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Размеры полуосей определяют, исходя из наиболее опасного случая нагружения.

1. Полуразгруженная полуось

Вернуться к схеме и выбрать опасное сечение – находится в зоне установки подшипника.

Режим №1

В связи с тем, что при этом режиме полуось испытывает комплексное нагружение, рассчитывается эквивалентное напряжение от изгиба (в двух плоскостях) и кручения

$$\sigma_u = \frac{M_{экр}}{W_u} = \frac{\sqrt{R_{Z\kappa}^2 b^2 + P_{\kappa}^2 b^2 + M_{\kappa}^2}}{0,1d^3},$$

где b – плечо действия сил (расстояние от середины пятна контакта колеса до опоры)

где d – диаметр полуоси в опасном сечении

Режим №2

В связи с перераспределением реакций полуоси наружного и внутреннего колес (по отношению к центру поворота) испытывают различные изгибающие напряжения

$$\sigma_{u_n} = \frac{M_{u_n}}{W_u} = \frac{R_{Y_H} r - R_{Z_H} b}{0,1d^3}, \sigma_{u_e} = \frac{M_{u_e}}{W_u} = \frac{R_{Y_H} r + R_{Z_H} b_{\kappa}}{0,1d^3}.$$

Режим №3

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{R_{z_d} b}{0,1d^3}.$$

2. Полуось разгруженная на $\frac{3}{4}$

Режим №1 (аналогично полуразгруженной полуоси)

$$\sigma_u = \frac{M_{э\kappa\theta}}{W_u} = \frac{\sqrt{R_{z\kappa}^2 b^2 + P_{\kappa}^2 b^2 + M_{\kappa}^2}}{0,1d^3},$$

Режим №2

Если момент защемления подшипника недостаточен (т.е. $M_3 \approx 0$), то в этом режиме полуось работает на изгиб

$$M_u = Rc = \frac{(R_{y_n} r_{\kappa} - R_{z_n} b)}{a} c, \text{ тогда } \sigma_u = \frac{M_u}{W_u}.$$

где R – реакция действующая на полуось со стороны дифференциала

Если при установке подшипника обеспечивается полное защемление ступицы, то полуось разгружается от изгибающих усилий. Например в существующих конструкциях мостов с полуосями разгруженными на $\frac{3}{4}$, момент защемления настолько велик, что изгибом полуоси при заносе можно пренебречь. В этом случае $\sigma_n = 0$.

Режим №3 (аналогично полуразгруженной полуоси) $\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{R_{z_d} b}{0,1d^3}.$

2. Полностью разгруженная полуось

Режим №1

В связи с особенностями конструкции полностью разгруженная полуось испытывает только напряжения кручения от крутящего момента, поэтому ее рассчитывают только на кручение при режиме максимальной тяговой силы:

– напряжения кручения

$$\tau = \frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa p}} = \frac{M_{\kappa}}{0,2d^3};$$

– максимальный угол закручивания (проверяются все полуоси!!!)

$$\theta = \frac{M_{\kappa} l}{GJ},$$

где l – длина полуоси; G – модуль упругости 2-го рода; J – момент инерции сечения полуосей при кручении.

Допустимый угол закручивания $\theta = 8^\circ$ ($0,14 \text{ рад}$) на 1 м длины полуоси.

Режим №2 и режим №3

Если не учитывать возможные деформации изгиба, возникающие при сборке полуоси вследствие технологических неточностей, то полностью разгруженная полуось при повороте или заносе не испытывает ни каких напряжений, так как соответствующие силы и моменты воспринимаются подшипниками колес. Поэтому

$$\sigma_{u_{\theta(n)}} = 0.$$

Материал: легированные стали марок 30ХГС, 40ХМА, 40ХНМ, 40Х + закалка ТВЧ.
[σ] = 600...700 МПа, [τ] = 500...600 МПа.

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ПОЛУОСЕЙ

Расчет заключается в определении долговечности подшипников по ГОСТ 18855. Для этого необходимо располагать значениями действующих на подшипники усилий.

В расчете учитывают два режима:

1. движение по прямой;
2. движение по криволинейной траектории радиусом $R = 50$ м со скоростью $v_a = 40$ км/ч (или $R = 12$ м и $V_a = 20$ км/ч).

Допущения:

- пренебрегают влиянием силы тяги;
- пренебрегают влиянием угла развала колес;
- принимают, что автомобиль движется по прямой 90 % и по 5% налево и направо.

1. Движение по прямой

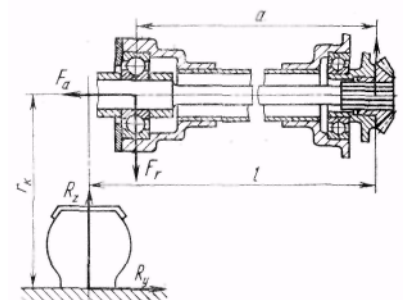
Расчет реакций

- нормальная реакция $R_z = \frac{G_{n(3)} g}{2}$,

где $G_{n(3)}$ – масса приходящаяся на конкретный мост автомобиля;

- боковая реакция (считается, что она действует постоянно) $R_y = f R_z$,

где f – коэффициент трения, $f = 0,05$.



Расчет нагрузок для полуразгруженной полуоси

- радиальная нагрузка внутреннего подшипника (индекс I)

$$F_{rI} = \frac{R_z a}{l} + \frac{R_y r_k}{l}$$

- радиальная нагрузка наружного подшипника (индекс II)

$$F_{rII} = \frac{R_z (l - a)}{l} - \frac{R_y r_k}{l}$$

- осевые нагрузки на подшипники незначительны и ими в этом случае пренебрегают

$$F_{aI} = F_{aII} = 0.$$

Расчет нагрузок для полуоси разгруженной на $\frac{3}{4}$

- радиальная нагрузка $F_{rI} = \frac{R_z l}{a}$

- осевые нагрузки $F_a = 0$.

2. Движение по криволинейной траектории

– вертикальные реакции $R_z = \frac{G_{n(z)}g}{2} \left(1 \pm \frac{2h_g}{B} \right) \left(\frac{V_a^2}{R_n g} \right),$

где знак плюс относится к наружному, а минус к внутреннему по отношению к центру поворота колесу.

– горизонтальные реакции $R_y = \varphi R_z,$

где φ – реализуемый коэффициент сцепления колес моста с дорогой $\varphi = \frac{V_a^2}{R_n g};$

Расчет нагрузок для полуразгруженной полуоси

– радиальная нагрузка на подшипники внутренней полуоси (индекс B) и наружной (индекс H)

$$\begin{aligned} F_{rl6} &= \frac{R_{z6}a}{l} - \frac{R_{y6}r_k}{l} & F_{rlH} &= \frac{R_{zH}a}{l} + \frac{R_{yH}r_k}{l} \\ F_{rll6} &= \frac{R_{z6}(l-a)}{l} + \frac{R_{y6}r_k}{l} & F_{rllH} &= \frac{R_{zH}(l-a)}{l} - \frac{R_{yH}r_k}{l} \end{aligned}$$

– осевые нагрузки соответственно внутренней и наружной полуоси

$$\begin{aligned} F_{al6} &= 0 & F_{alH} &= R_{yH} \\ F_{all6} &= R_{y6} & F_{allH} &= 0 \end{aligned}.$$

Расчет нагрузок для полуоси разгруженной на $\frac{3}{4}$

– радиальная нагрузка $F_{r6} = \frac{R_{z6}l}{a} - \frac{R_{y6}r_k}{a}, F_{rH} = \frac{R_{zH}l}{a} + \frac{R_{yH}r_k}{a}$

– осевые нагрузки $F_{a6} = R_{y6}, F_{aH} = R_{yH}.$

Необходимая долговечность подшипников (в оборотах) устанавливается на основе заданного ресурса автомобиля с учетом пробега между капитальными ремонтами либо исходя из средней скорости движения автомобиля (в часах) .

Дальнейший расчет и выбор подшипника в соответствии со стандартной методикой (см. лекцию №5 «Коробки передач») .