

ЛЕКЦИЯ № 08

ДИФФЕРЕНЦИАЛ

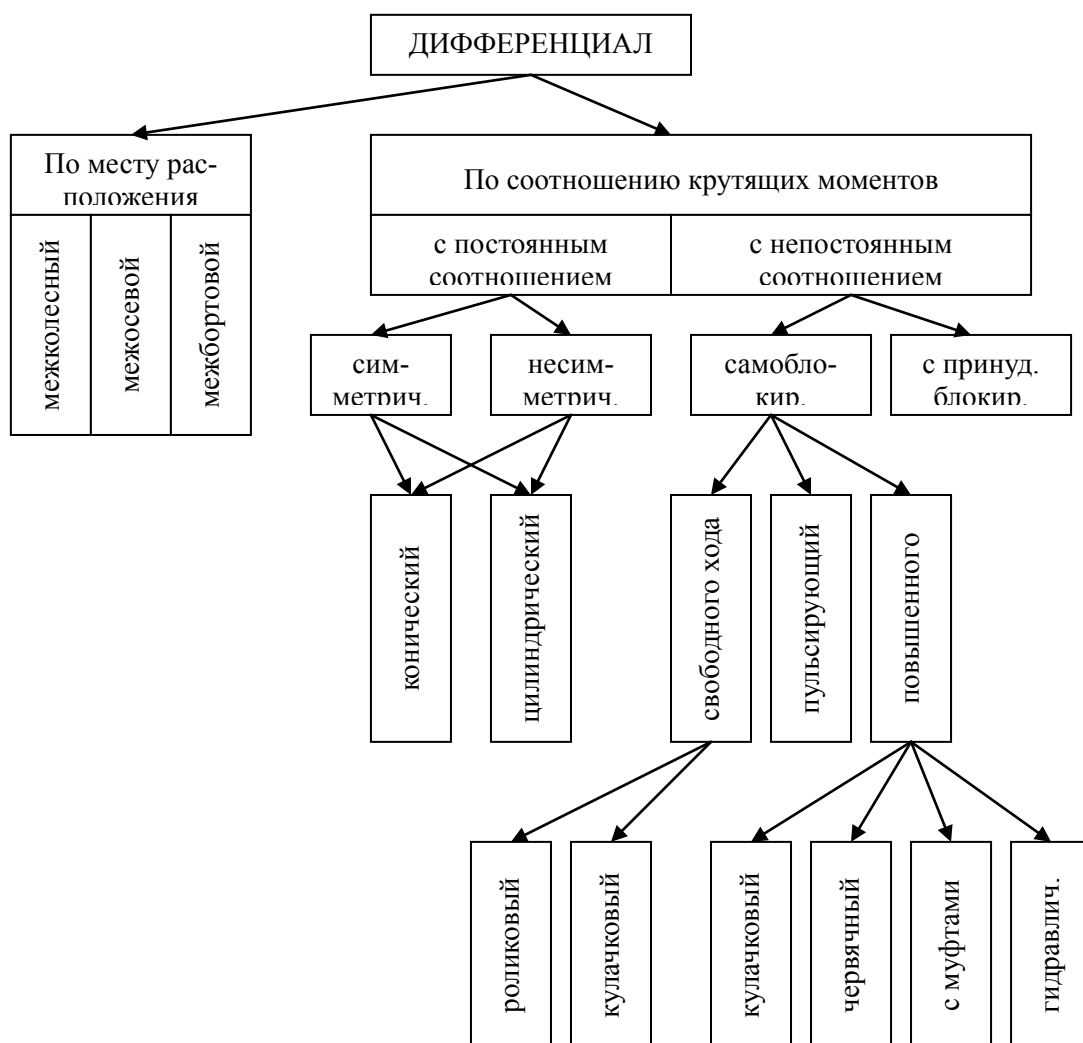
В произвольной форме напомнить о необходимости использования дифференциала на примере движения автомобиля в повороте и при различных дорожных условиях.

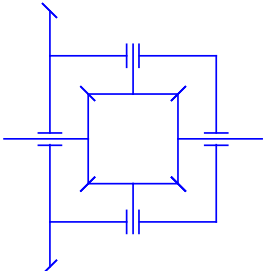
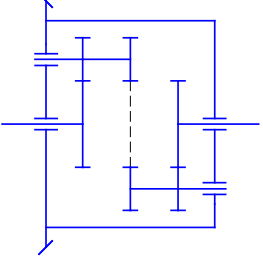
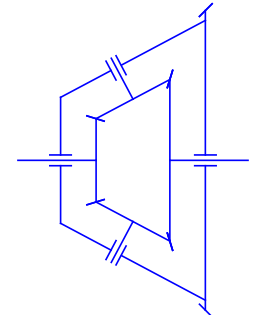
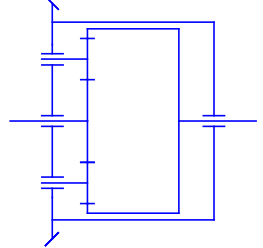
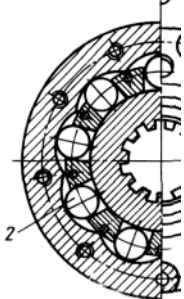
Дифференциал — механизм трансмиссии автомобиля, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и обеспечивающий их вращение с разными угловыми скоростями.

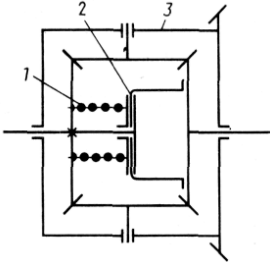
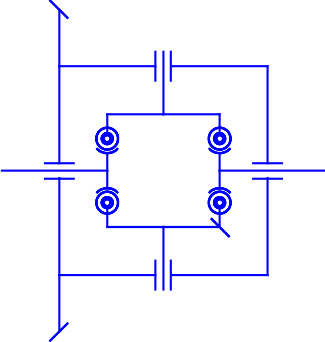
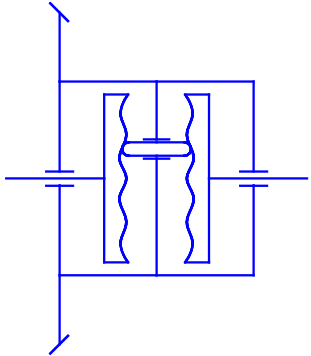
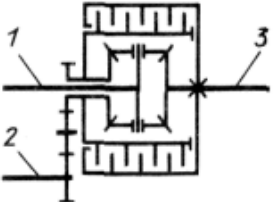
Требования:

- пропорциональное распределение крутящих моментов между колесами или осями (для повышения проходимости автомобиля распределение моментов по отдельным колесам и мостам должно осуществляться пропорционально их вертикальным реакциям);
- обеспечение различной частоты вращения ведущих колес (необходимо при повороте, движении автомобиля по неровной поверхности дороги и в других случаях);
- малые габаритные размеры и масса (дифференциал устанавливают обычно внутри главной передачи или раздаточной коробки и определяет их размер);
- общие требования.

КЛАССИФИКАЦИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ



СИММЕТРИЧНЫЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ	
Симметричный конический дифференциал	
Симметричный цилиндрический дифференциал	
НЕСИММЕТРИЧНЫЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ	
Несимметричный конический дифференциал	
Несимметричный цилиндрический дифференциал	
САМОБЛОКИРУЮЩИЕСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ	
Дифференциалы свободного хода (обгонные)	

Дифференциалы повышенного трения	
Шестеренный дифференциал с постоянным моментом трения	
Червячный дифференциал	
Кулачковые дифференциалы (сухарные)	
Гидравлические дифференциалы (визкомуфты)	

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ

1. Угловые скорости валов

$$\omega_a + \omega_b = 2\omega_0,$$

где ω_a , ω_b и ω_0 – угловые скорости соответственно выходных валов и корпуса дифференциала.

2. Соотношение моментов и мощностей

$$M_a + M_b = M_0,$$

$$N_a + N_b = N_0 - N_{\text{м}} \text{ или } M_a \omega_a + M_b \omega_b = M_0 \omega_0 - N_{\text{м}},$$

где M_a , M_b , M_0 , N_a , N_b , N_0 и $N_{\text{м}}$ – моменты и мощности соответственно отведенные от

дифференциала, подведенные к корпусу дифференциала и мощность механических потерь в дифференциале.

3. Мощность механических потерь

$N_m = M_m(\omega_b - \omega_0)$, или с учетом $\omega_a + \omega_b = 2\omega_0$ получим

$$N_m = M_m \frac{(\omega_b - \omega_a)}{2}.$$

4. Моменты на выходных валах

Полуось, имеющая меньшую угловую скорость, называется отстающей, а с большей угловой скоростью — забегающей.

Для симметричного дифференциала моменты

– на отстающем валу

$$M_{отс} = \frac{M_0}{2}(1 + K_\delta);$$

– на забегающем валу

$$M_{заб} = \frac{M_0}{2}(1 - K_\delta),$$

где K_δ — коэффициент блокировки дифференциала.

5. Коэффициент блокировки представляет отношение момента трения к моменту на коробке дифференциала и показывает какую часть крутящего момента может передать дифференциал за счет сил трения

$$K_\delta = \frac{M_m}{M_0} = \frac{M_{отс} - M_{заб}}{M_{отс} + M_{заб}}.$$

Из приведенных формул видно, что при увеличении момент трения M_m увеличивает момент на отстающей полуоси $M_{отс}$ (при увеличении момента трения увеличивается коэффициент блокировки и соответственно увеличивается $M_{отс}$ и уменьшается $M_{заб}$).

Другими словами, увеличение коэффициента блокировки приводит к оптимальному использованию силы сцепления ведущих колес с грунтом, увеличению тяговой силы и улучшению проходимости автомобиля (увеличение K_δ приводит к повышению крутящего момента на отстающем колесе, например стоящего на хорошем покрытии).

Однако при высоких значениях K_δ ухудшается управляемость автомобиля, возрастает износ шин, увеличивается нагрузка на одну из полуосей, снижается КПД передачи (все вопреки требованиям к дифференциалам).

Оптимальный коэффициент блокировки $K_\delta = 0,3 \dots 0,5$.

Значение K_δ для дифференциалов:

- шестеренчатых $0,05 \dots 0,15$;
- кулачковых $0,3 \dots 0,5$;
- червячных до $0,8$;
- муфта свободного хода $K_\delta = 1,0$.

Иногда под коэффициентом блокировки понимают отношение момента на забегающем валу к моменту на отстающем. Этот коэффициент характеризует распределение моментов между полуосями $K'_\delta = \frac{M_{отс}}{M_{заб}}$. Два этих коэффициента связаны зависимостью $K_\delta = \frac{K'_\delta - 1}{K'_\delta + 1}$.

6. Коэффициент полезного действия

КПД передачи связан с коэффициентом блокировки дифференциала зависимостью

$$\eta = 1 - \frac{B}{2R} \left(\frac{M_{омс} - M_{заб}}{M_{омс} + M_{заб}} \right) = 1 - \frac{B}{2R} K_{\delta},$$

где B – колея ведущих колес автомобиля; R – радиус поворота центра ведущей оси автомобиля.

Таким образом, КПД передачи является величиной переменной и зависит от радиуса поворота автомобиля.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ

Условия работы дифференциала имеют некоторые особенности. Большую часть пробега автомобиля зубчатые колеса дифференциала находятся в неподвижном относительно корпуса состоянии или имеют лишь малые перемещения, вызванные различными значениями радиусов колес. В связи с этим отсутствует циклический характер изменения напряжений в зубчатых колесах дифференциала при действии длительных рабочих нагрузок. Поэтому расчет зубчатых колес производится только на статическую прочность.

Допущения:

- окружная сила распределяется равномерно между всеми сателлитами;
- каждый сателлит передает усилие двумя зубьями.

Расчет дифференциала включает:

- расчет зубчатой передачи (сателлит – полуосевая шестерня);
- расчет осей сателлитов (крестовин);
- расчет опорных поверхностей сателлита и полуосевой шестерни.

1. Расчет геометрии зубчатой передачи сводится к определению среднего модуля из условия изгибной прочности. Дальнейшие расчеты выполняются по известным формулам с учетом компоновочных ограничений (размеры ведомого колеса главной передачи)

$$m_{t_m} = \sqrt[3]{\frac{M_{e\max} U_{mp} (1 + K_{\delta}) Y_F K_F K_D}{0,85 [\sigma_{Fcm}] z_1^2 \psi_d n_c}},$$

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

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

K_{δ} – коэффициент блокировки;

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

ψ_d – коэффициент ширины зуба ($\psi_d = 0,15 \dots 0,35$);

n_c – число сателлитов (л.а. – 2...3, гр.а. – 3...4).

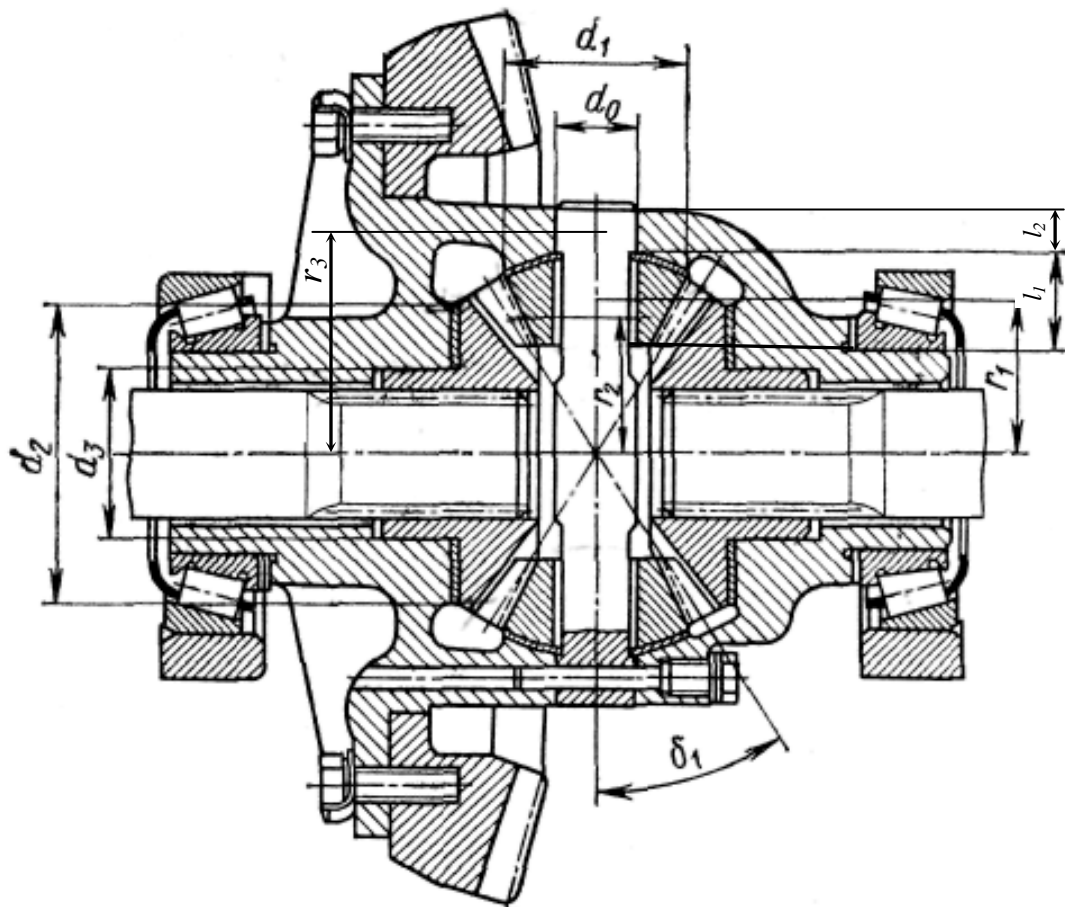
z_1 – число зубьев сателлита (сателлиты $z_1 = 10 \dots 14$, полуосевые шестерни $z_2 = 14 \dots 20$, т. е. $U_{диф} = 1,4 \dots 2,0$) по условиям сборки число зубьев полуосевых шестерен должно быть кратным числу сателлитов;

$[\sigma_F]$ – допускаемые изгибные напряжения (см. лекцию №7).

Материалы зубчатых колес: цементируемые стали марок 18ХГТ, 25ХГМ, 20ХН2М для которых $[\sigma_F] = 500 \dots 850 \text{ МПа}$

2. Расчет осей сателлитов

Для правильного определения сил и напряжений действующих на оси сателлитов необходимо составить расчетную схему:



Проанализировав схему видно, что оси сателлитов испытывают напряжения смятия под сателлитами и в корпусе дифференциала, а также напряжения среза.

2.1. Напряжения смятия

– под сателлитом

$$\sigma_{см} = \frac{P_t}{d_0 l_1},$$

где $d_0 l_1$ – площадь площадки (d_0 – диаметр оси, l_1 – длина ступицы сателлита);
 P_t – окружная сила действующая на сателлит

$$P_t = \frac{M_{e\max} U_{mp}}{r_2 n_c},$$

где $M_{e\max}$ – максимальный момент двигателя;
 U_{mp} – передаточное число трансмиссии (на низших передачах);
 r_2 – радиус приложения окружной силы к зубьям сателлита (в расчетах допускается принимать $r_2 = r_1$ радиус приложения осевой силы к оси сателлита);
 n_c – число сателлитов.

– в корпусе дифференциала

$$\sigma_{cm} = \frac{P'_t}{d_0 l_2},$$

где $d_0 l_2$ – площадь сминаемой площадки (см. схему);

P'_t – окружная сила действующая в месте заделки оси в корпус дифференциала

$$P'_t = \frac{M_{e\max} U_{mp}}{r_3 n_c},$$

где r_3 – радиус приложения окружной силы (см. схему).

2.2. Напряжения среза

$$\tau_{cp} = \frac{4P_t}{\pi d_0^2}.$$

Материал осей сателлитов (шпира крестовины) сталь 18ХГТ, 20ХН3А и др.

Напряжения смятия $[\sigma_{cm}] = 50...60 \text{ МПа}$, среза $[\tau_{cp}] = 100...120 \text{ МПа}$.

3. Расчет опорных поверхностей

При работе дифференциала в пятне контакта возникают осевые силы, которые прижимают сателлиты и полуосевые шестерни к корпусу дифференциала. Для снижения сил трения в этих местах устанавливают бронзовые опорные подшипники. Работают они на смятие.

Напряжения смятия:

– под сателлитом

$$\sigma_{cm} = \frac{P_a}{F_c},$$

где P_a – осевая сила $P_a = P_t \operatorname{tg} \alpha_\omega \sin \delta_c$;

α_ω – угол зацепления;

δ_c – половина угла конуса сателлита (см. схему)

F_c – площадь опорной поверхности $F_c = \frac{\pi(d_1^2 - d_0^2)}{4}$.

– под полуосевой шестерней

$$\sigma_{cm} = \frac{P_r}{F_{ни}},$$

где P_r – радиальная сила действующая на одну полуосевую шестерню

$$P_r = \frac{M_{e\max} U_{mp}}{2r_2} \operatorname{tg} \alpha_\omega \cos \delta_c;$$

$F_{ни}$ – площадь опорной поверхности $F_c = \frac{\pi(d_2^2 - d_3^2)}{4}$.

Материал опорных подшипников бронзовые сплавы БрАЖ (разные варианты см. Анурьев т.1).

Напряжения смятия $[\sigma_{cm}] = 10...20 \text{ МПа}$.