

Министерство образования и науки Российской Федерации
Южно-Уральский государственный университет
Филиал в г. Миассе
Кафедра «Автомобилестроение»

629.113.(07)
С928

В.А. Камерлохер, В.В. Краснокутский, М.А. Русанов,
А.Г. Штыка, М.Г. Штыка

С Ц Е П Л Е Н И Е

Учебное пособие

Челябинск
Издательский центр ЮУрГУ
2018

УДК 629.113-578/-587(075-8)
С928

*Одобрено
учебно-методической комиссией машиностроительного факультета
филиала в г. Миассе:*

Рецензенты:

проф. КГУ «Курганский государственный университет»,
зав. кафедрой «Автомобили и тракторы» канд техн. наук Г.Н. Шпитко;
канд. техн. наук ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный
аграрный университет» доцент кафедры «Тракторы, сельскохозяйственные
машины и земледелие» А.А. Петелин

Авторский коллектив:

В.А. Камерлохер, В.В. Краснокутский, М.А. Русанов,
А.Г. Штыка, М.Г. Штыка

Сцепление: учебное пособие / В.А. Камерлохер, В.В. Краснокутский,
С928 М.А. Русанов и др. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2018. –
53 с.

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 23.05.01, а также для студентов всех форм обучения подготовки инженеров по специальности «Автомобили и тракторы». Учебное пособие содержит сведения по требованиям к автомобильным сцеплениям, их классификации, анализу и оценки конструкции. Рассмотрены традиционные сцепления транспортных средств, а также сцепления специальных типов.

УДК 629.113-578/-587(075-8)

ВВЕДЕНИЕ

Сцепление предназначено для кратковременного разобщения коленчатого вала двигателя от трансмиссии и последующего их соединения, необходимого для осуществления плавного трогания автомобиля с места и переключения передач во время движения. Сцепление также служит для предохранения трансмиссии и двигателя автомобиля от перегрузок инерционными моментами вращающихся масс трансмиссии [2] (рис. В.1).

При анализе и оценке конструкций сцеплений, как и других механизмов, следует руководствоваться предъявляемыми к ним требованиями:

надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии;

- плавность и полнота включения;
- чистота выключения;
- минимальный момент инерции ведомых элементов;
- хороший отвод теплоты от поверхностей трения;
- предохранение трансмиссии от динамических нагрузок;
- поддержание нажимного усилия в заданных пределах в процессе эксплуатации;
- минимальные затраты физических усилий на управление;
- хорошая уравновешенность.

Кроме того, к сцеплению, как и ко всем механизмам автомобиля и трактора, предъявляют такие общие требования: обеспечение минимальных размеров и массы, простота устройства и обслуживания.



Рис. В.1. Сцепление автомобиля

Вот уже более 100 лет трансмиссия автомобиля терпит изменения и постоянно совершенствуется.

Одним из первых типов трансмиссии позаимствованном с промышленности, где использовались трансмиссионные ремни для передачи мощности со шкива на пластины, приводящие станок в действие, был применен (рис. В.2) в мотоколяске BENZ (Бенц) образца 1886 года.

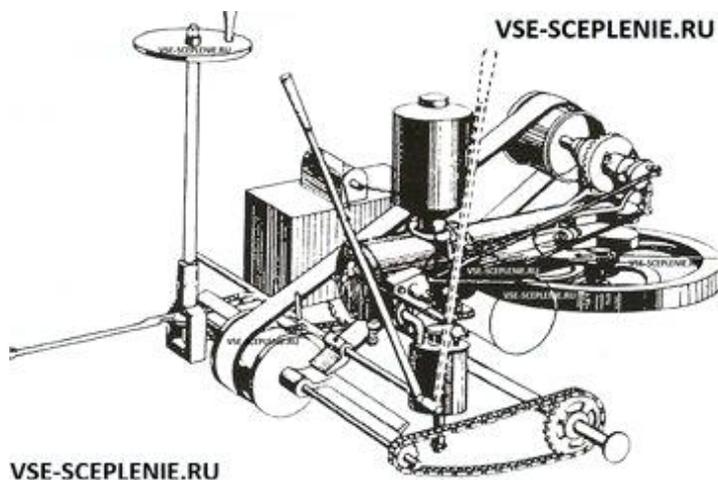


Рис. В.2. Сцепление мотоколяски К. Бенца образца 1886 года

Но ременный привод имел недостатки т.к. быстро изнашивался. Быстрое развитие и усовершенствование двигателя автомобиля требовало и развития системы трансмиссии.

Одним из первых видов сцепления стало фрикционное, которое и продолжило свое развитие в течении столетия и не останавливаясь усовершенствуется по сегодняшний день.

1. КЛАССИФИКАЦИЯ СЦЕПЛЕНИЙ

1. По способу передачи крутящего момента – фрикционные, гидравлические (гидромуфты) и электромагнитные порошковые. Наибольшее распространение получили фрикционные сцепления, у которых крутящий момент от ведущих деталей, соединенных с коленчатым валом двигателя, передается на ведомые детали, соединенные с трансмиссией автомобиля, посредством сил трения. У гидравлических сцеплений (гидромуфт) связь ведущей и ведомой частей осуществляется движущимся потоком жидкости, а у электромагнитных порошковых – электромагнитным полем.

2. По форме поверхностей трения – дисковые, конусные и барабанные. В современных конструкциях автомобилей применяются только дисковые сцепления.

3. По числу ведомых дисков – одно-, двух- и многодисковые. На легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности устанавливаются однодисковые сухие сцепления. Двухдисковые сцепления применяют для грузовых автомобилей повышенной грузоподъемности

(КАМАЗ, КРАЗ, МАЗ), но иногда с целью упрощения конструкции и для них используют однодисковое сцепление (сцепление модели MFZ-430 на рис. 1.1 устанавливают на автомобилях КАМАЗ). Многодисковые сцепления применяются крайне редко и только на автомобилях большой грузоподъемности.

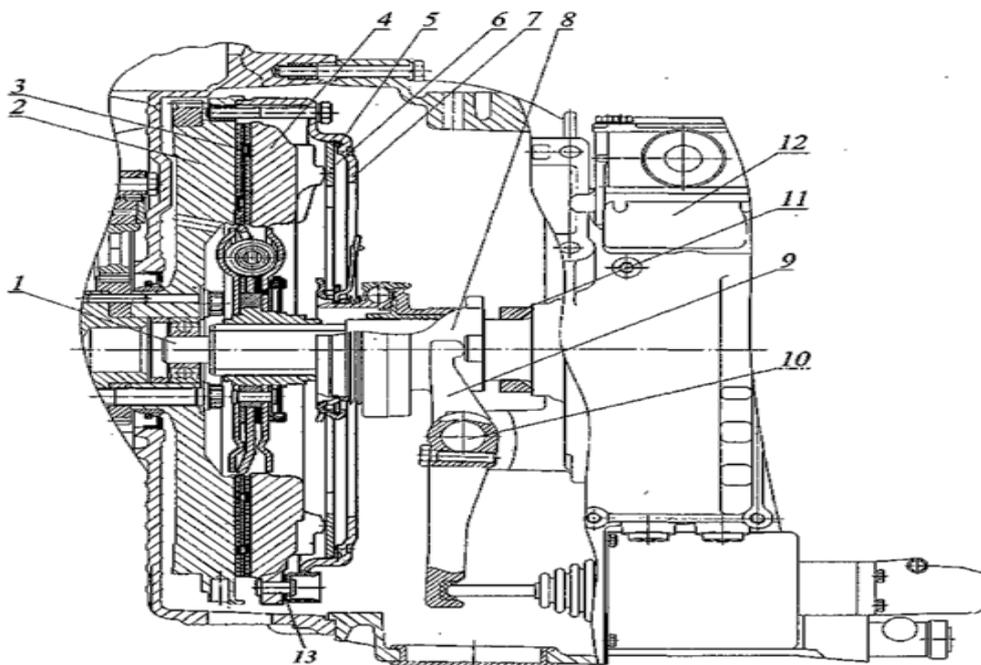


Рис 1.1. Сцепление модели MFZ-430 фирмы ZF Sachs (Германия):

1 – ведущий вал; 2 – маховик; 3 – ведомый диск; 4 – нажимной диск;
 5 – упорное кольцо; 6 – диафрагма; 7 – кожух сцепления; 8 – муфта выключения сцепления; 9 – вилка выключения сцепления; 10 – вал вилки выключения сцепления;
 11 – кольцо ограничительное; 12 – коробка передач; 13 – пластина соединительная

4. По состоянию поверхностей трения – сухие и мокрые (работают, соответственно, без смазки поверхностей трения и в масляной ванне). Одно- и двухдисковые сцепления применяются только сухими, а многодисковые в основном, мокрыми.

5. По характеру работы – на постоянно и не постоянно замкнутые.

6. По способу создания давления на рабочих поверхностях сцепления – пружинные, центробежные и полуцентробежные. В пружинных сцеплениях используются центральные диафрагменные, цилиндрические периферийно расположенные или, крайне редко, центральные конические пружины.

В центробежных и полуцентробежных сцеплениях сила сжатия пар трения полностью или частично обеспечивается за счет кинетической энергии грузиков, закрепленных на рычагах выключения сцепления. Центробежные сцепления применяются достаточно редко, что объясняется их большой стоимостью, меньшей надежностью и сложностью конструкции при реализации предохранительной функции сцепления. Полуцентробежные сцепления в настоящее время не применяются из-за присущих им недостатков.

7. По числу силовых потоков мощности, передающихся через элементы сцепления – однопоточные, когда весь поток мощности от двигателя передается в трансмиссию, и двухпоточные, когда один поток мощности от двигателя передается в трансмиссию, а другой – на привод вала отбора мощности, или, когда мощность от двигателя передается в трансмиссию двумя параллельными потоками.

8. По способу управления:

- сцепления с принудительным управлением, полностью управляемые водителем;
- сцепления с автоматизированным управлением, которые снабжены автоматическими устройствами, обеспечивающими, как минимум, управление процессом трогания автомобиля с места;
- автоматические сцепления (гидравлические и центробежные), обладающие внутренней автоматичностью, т.е. увеличивающие передаваемый крутящий момент с ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя.

На подавляющем большинстве автомобилей установлены постоянно замкнутые сцепления с принудительным управлением.

2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС

При трогании автомобиля с места, а также при переключении передач мощность двигателя N_e расходуется на ускорение автомобиля и преодоление внешних сопротивлений движению, а также на трение в сцеплении (буксование сцепления) $N_б$:

$$N_e = N_{пол} + N_б.$$

Соответственно работа двигателя может быть разделена на полезную работу и работу буксования:

$$L_e = L_{пол} + L_б.$$

Рассмотрим процесс работы сцепления при трогании автомобиля с места.

Угловая скорость ω_e коленчатого вала двигателя (рис. 2.1, а) при включении сцепления задается водителем и в процессе включения может увеличиваться, уменьшаться или оставаться постоянной. Опытные водители стремятся поддерживать угловую скорость постоянной.

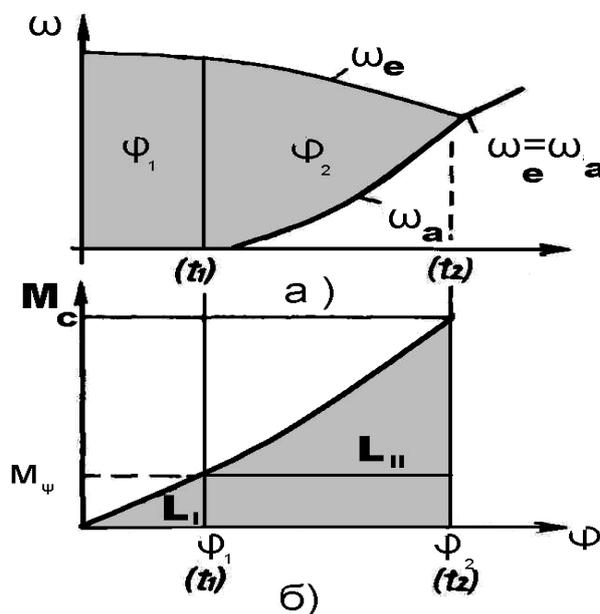


Рис. 2.1. График буксования сцепления при трогании автомобиля

Угловая скорость ω_a ведомого вала сцепления растет от нуля в момент трогания t_1 автомобиля, когда крутящий момент M_k двигателя становится равным моменту M_ψ внешних сопротивлений, до $\omega_e = \omega_a$ в момент времени t_2 , что соответствует полному включению сцепления.

Тогда работа двигателя в процессе включения сцепления определится из уравнения движения ведущих частей системы:

$$L_e = \int_0^{t_2} M_c \omega_e dt.$$

Полезная работа двигателя, используемая на разгон автомобиля и преодоление внешних сопротивлений при трогании автомобиля, определяется из уравнения движения ведомых частей системы

$$L_{\text{пол}} = \int_0^{t_2} M_c \omega_a dt.$$

работа буксования сцепления за период его включения

$$L_6 = L_e - L_{\text{пол}} = \int_0^{t_2} M_c \omega_e dt.$$

Анализ работы буксования представляет некоторые трудности, поскольку момент M_c для общего режима включения сцепления является переменной по времени величиной и, как правило, не линеен.

Для расчета работы буксования используют формулы, базирующиеся на статической обработке экспериментальных данных. Приведем пример формулы

$$L_6 = \frac{M_{kmax} J_a \omega_e b}{2/3(M_{k.max} - M_\psi)}$$

где M_ψ – момент сопротивления движению при трогании, приведенный к ведущему валу коробки передач, M_ψ определяется по формуле

$$M_\psi = G_a r_d \Psi / (u_{тр} \eta_{тр}),$$

где G_a – вес автомобиля; r_d – динамический радиус колеса; $u_{тр}$ $\eta_{тр}$ – передаточное число и к.п.д. трансмиссии. Для горизонтальной асфальтовой дороги ($\Psi=0,015... 0,020$); J_a – момент инерции автомобиля (автопоезда), приведенный к ведущему валу коробки передач, определяется по формуле:

$$J_a = \delta M r_{к/у_{тр}}^2,$$

где M – масса автомобиля; $\delta = 1 + \delta_1 u_{кп} + \delta_2$ – коэффициент учитывающий вращающиеся массы автомобиля $\delta_1 \approx \delta_2 = 0,04$; $u_{кп}$ – передаточное число коробки передач.

$M_{k.max}$ определяется из скоростной характеристики ДВС. Расчет производится для легковых автомобилей и автопоездов на первой передаче; для грузовых одиночных автомобилей на второй передаче.

Оценочным параметром буксования служит удельная работа буксования, которая также, отражает износостойкость сцепления:

$$L_{6y} = L_6 / F_{п.с.},$$

где $F_{п.с.}$ – суммарная площадь накладок сцепления.

Удельная работа буксования при указанных выше условиях трогания автомобиля с места для легковых автомобилей $[L_{6y}] = 50...70$ Дж/см²; для

грузовых автомобилей $[L_{\text{бy}}] = 15...120 \text{ Дж/см}^2$; для автопоездов $[L_{\text{бy}}] = 10...40 \text{ Дж/см}^2$.

Таблица 2.1

Уравнения для определения работы буксования сцепления в отдельные моменты разгона автомобиля [3]

Этапы	Работа		
	Двигателя	Полезная	Буксования
С начала включения сцепления до начала трогания автомобиля	$L_{m_1} = \int_0^a M dt$	$L_{n_1} = 0$	$L_1 = \int_0^{t_a} M dt$
Работа, затрачиваемая на ускорение автомобиля	$L_{m_2} = J_a \omega_m^2$	$L_{n_2} = J_a \frac{\omega_m^2}{2}$	$L_2 = J_a \frac{\omega_m^2}{2}$
Работа, затрачиваемая на преодоление внешних сопротивлений	$L_{m_3} = M_a \omega_m (t_\sigma - t_a)$	$L_{n_3} = M_a \int_{t_a}^{t_\sigma} \omega_c dt$	$L_3 = M_a (a_\sigma - a_a)$

Нагрев деталей сцепления. Чрезмерный нагрев деталей сцепления при буксовании может вывести его из строя.

Нагрев деталей за одно включение при трогании с места

$$\Delta T = \gamma L_{\text{б}} / (m_{\text{дет}} c_{\text{дет}}),$$

где γ – коэффициент перераспределения теплоты между деталями ($\gamma = 0,5$ – для нажимного диска однодискового сцепления и среднего диска двухдискового сцепления; $\gamma = 0,25$ – для наружного диска двухдискового сцепления); $C_{\text{дет}}$ – теплоемкость детали; $m_{\text{дет}}$ – масса детали.

Допустимый нагрев нажимного диска за одно включение $[\Delta T] = 10...15 \text{ }^\circ\text{C}$.

3. АНАЛИЗ И ОЦЕНКА КОНСТРУКЦИЙ ФРИКЦИОННЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

Анализ и оценку конструкций сцепления (рис. 3.1), следует проводить соответственно тем требованиям, которые к нему предъявляются.

Надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии

Сцепление автомобиля должно обеспечивать возможность передачи крутящего момента, превышающего крутящий момент двигателя. При износе фрикционных пар, когда сила нажатия пружин ослабевает, сцепление может пробуксовывать. Длительное пробуксовывание сцепления приводит к выходу его из строя.

Максимальное значение передаваемого сцеплением момента определяется уравнением

$$M_{сmax} = M_{kmax}\beta.$$

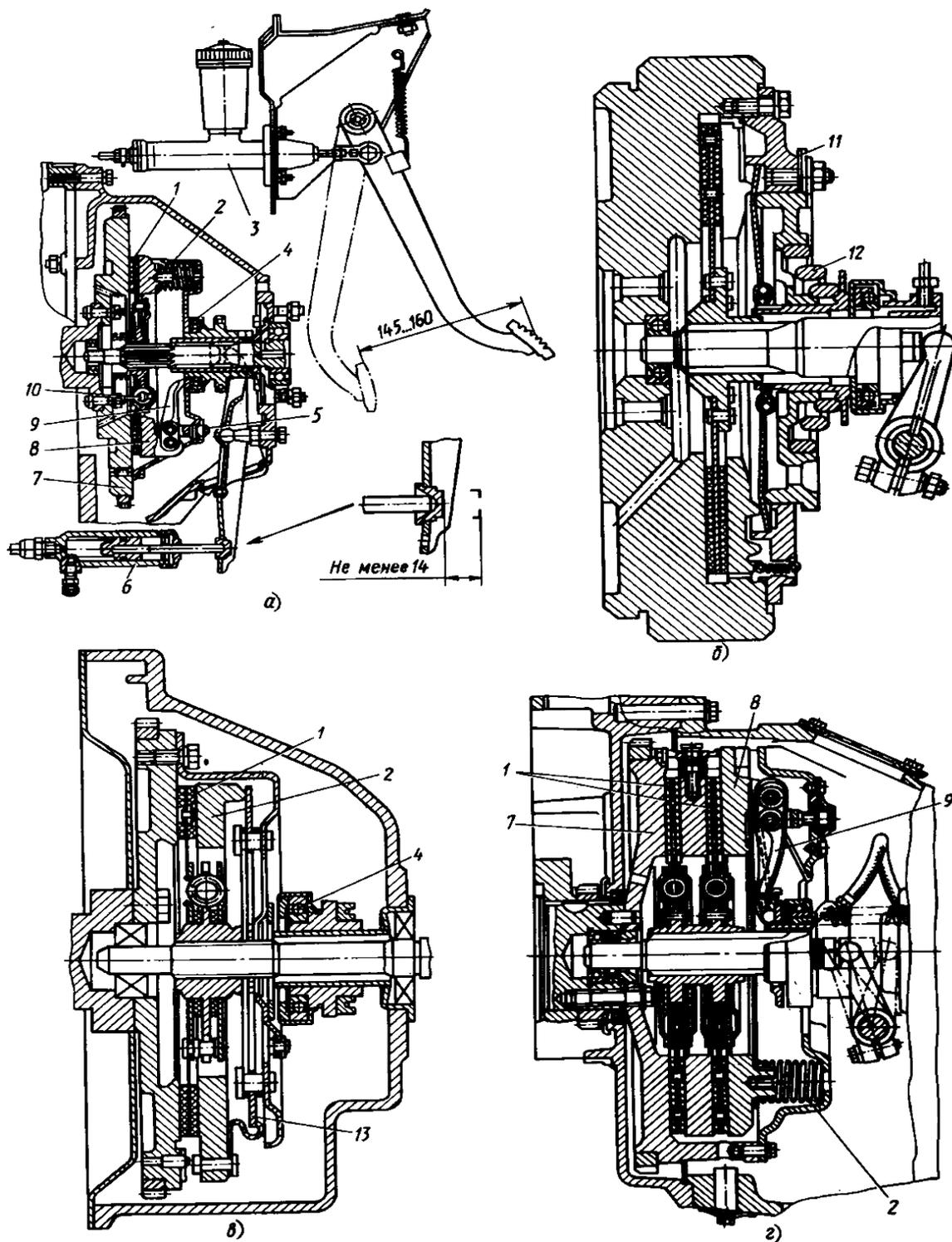
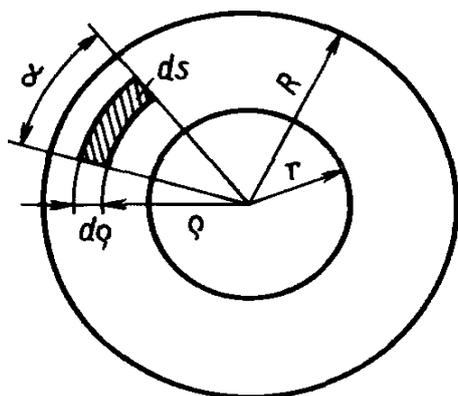


Рис. 3.1. Основные типы конструкции сцепления: а – однодисковое с периферийными пружинами; б – однодисковое с центральной конической пружиной; в – однодисковое с диафрагменной пружиной; г – двухдисковое; 1 – ведомый диск; 2 – пружина; 3 – главный цилиндр; 4 – выжимной подшипник; 5 – регулировочная гайка; 6 – рабочий цилиндр; 7 – маховик двигателя; 8 – нажимной диск; 9 – рычаг выключения;

10 – пружина гасителя крутильных колебаний; 11 – прокладки; 12 – центральная пружина; 13 – диафрагменная пружина

Обычно принимают коэффициент запаса $\beta = 1,2 \dots 2,5$ в зависимости от типа сцепления и его назначения.

Сцепления с регулируемым давлением пружин (рис. 3.1, б) и сцепления с диафрагменными пружинами (рис. 3.1, в) имеют наиболее низкое значение коэффициента запаса. Большие значения β принимают для сцеплений грузовых автомобилей и автобусов.



Момент M_c передаваемый сцеплением, создается в результате взаимодействия поверхностей трения ведомого диска с контртелом (маховиком, нажимным диском). Рассмотрим процесс этого взаимодействия, используя рис. 3.2. Выделив на поверхности ведомого диска элементарную площадку ds , найдем элементарную силу трения

$$dT = p_0 \mu ds = p_0 \mu \rho d\rho d\alpha$$

и элементарный момент

$$dM = p_0 \mu \rho^2 d\rho d\alpha,$$

Рис. 3.2. Схема к определению расчетного момента сцепления

где $p_0 = \frac{P_{пр}}{\pi(R^2 - r^2)}$ – давление, характеризующее отношение усилия $P_{пр}$

пружин к площади ведомого диска; μ – коэффициент трения.

Момент, передаваемый одной парой поверхностей трения:

$$M'_c = p_0 \mu \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho^2 d\rho d\alpha = 2\pi p_0 \mu (R^3 - r^3) / 3.$$

Подставив значение p_0 в это уравнение, получим:

$$M'_c = P_{пр} \mu R_{ср},$$

где $R_{ср} = \frac{2}{3} (R^3 - r^3) / (R^2 - r^2)$ – радиус приложения результирующей сил трения или средний радиус ведомого диска, который с достаточной степенью приближения может быть принят:

$$R_{ср} = 0,5(R + r).$$

Момент, передаваемый сцеплением, у которого i пар трения:

$$M_c = M_{kmax} \beta = P_{пр} \mu R_{ср} i.$$



а)



б)



в)



г)

Рис. 3.3. а) ЗИЛ-131 с однодисковым сцеплением с периферийными пружинами;
 б) Chevrolet-Niva с однодисковым сцеплением с центральной конической пружиной;
 в) ГАЗ-2705 с однодисковым сцеплением с диафрагменной пружиной;
 г) УРАЛ-4320 с двухдисковым сцеплением

Плавность и полнота включения

Наиболее высокую плавность включения имеют многодисковые сцепления, однако они применяются редко. В однодисковых и двухдисковых сцеплениях плавность включения достигается рядом мероприятий: применением фрикционных материалов, обеспечивающих плавное нарастание силы трения; использованием упругих ведомых дисков (разрезной диск, имеющий некоторую конусность или выпуклость секторов, пластинчатые пружины между ведомым диском и одной из фрикционных накладок и др.); созданием упругих элементов в механизме выключения (лепестки диафрагменной пружины).

В очень небольшой степени способствуют плавности включения пружины гасителя крутильных колебаний.

Для обеспечения полноты включения, необходимой при передаче полного момента двигателя без пробуксовывания, предусматривают специальные

регулировки сцепления и его привода. Эти регулировки предназначены для создания необходимого зазора между подшипником муфты выключения сцепления и концами рычагов выключения, а, следовательно, пропорционального этому зазору холостого хода педали. При значительном износе трущихся поверхностей зазор уменьшается и рычаги выключения упираются в подшипник муфты выключения, что препятствует созданию пружинами необходимого нажимного усилия (сцепление буксует).

Чистота выключения

При неполном выключении, сцепление передаёт часть крутящего момента, передача включается с шумом или вообще не включается (сцепление ведёт).

Полное разъединение двигателя и трансмиссии в однодисковых сцеплениях достигается созданием необходимого отвода нажимного диска; в двухдисковых сцеплениях (а также в трехдисковых, имеющих унифицированные с двухдисковыми элементы) должно предусматриваться, для принудительного отвода, внутреннего диска специальное устройство. Оно предназначено для установки внутреннего нажимного диска в положение, при котором оба ведомых диска находятся в свободном состоянии, когда наружный нажимной диск принудительно отводится при выключении сцепления.

Конструктивные различные решения устройств принудительного отвода внутреннего нажимного диска показаны на рис. 3.4.

В сцеплениях автомобилей КАМАЗ равноплечий рычаг автоматически устанавливает средний нажимной диск на одинаковом расстоянии от маховика и наружного нажимного диска (см. рис. 3.3, а).

В сцеплениях автомобилей МАЗ стержень связан со средним нажимным диском, имеющим разрезное пружинное кольцо, которое позволяет перемещаться этому диску на расстояние, равное зазору между пружинным кольцом и скобой (рис. 3.4, б).

При износе накладок ведомого диска пружинное кольцо усилием нажимных пружин сцепления устанавливается в новое положение. Таким образом, регулирование происходит автоматически.

На рис. 3.4 в показан периодически регулируемый в эксплуатации упорный стержень.

Величина отвода $s=i_{\Delta_1}$ наружного нажимного диска должна обеспечивать необходимый зазор Δ_1 между трущимися поверхностями, значения которого (в см) приведены ниже (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Необходимый зазор Δ_1 между трущимися поверхностями сцепления (в см)

Сцепления: однодисковые	0,5...0,7
двухдисковые	0,5...0,7
многодисковые	0,25...0,3

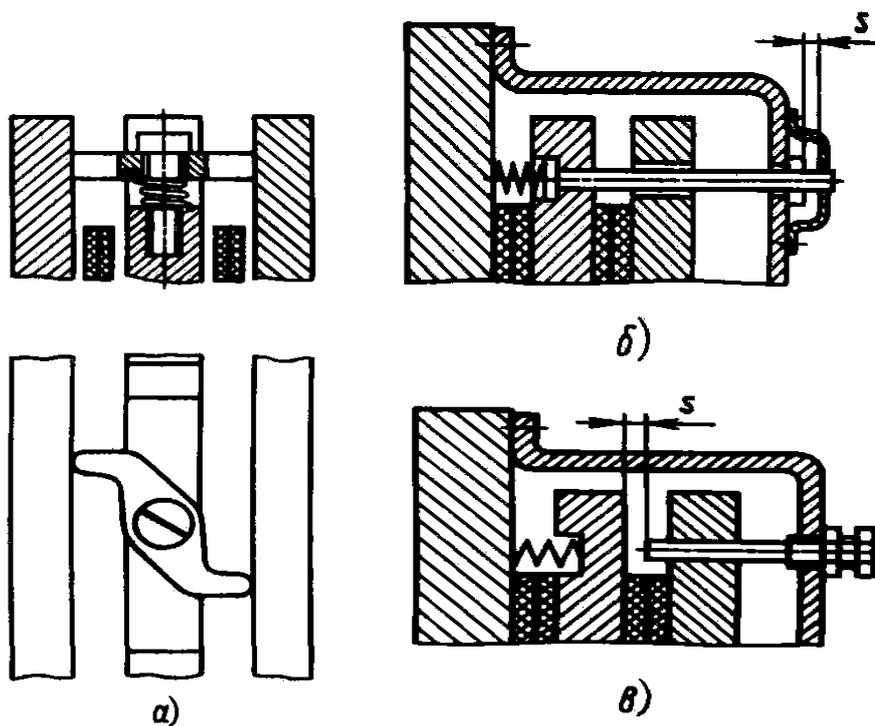


Рис. 3.4. Схемы различных устройств, для отвода внутреннего нажимного диска при выключении двухдискового сцепления

Чистота выключения, как и полнота включения, в процессе эксплуатации должны поддерживаться монтажной и эксплуатационной регулировками.

Монтажная регулировка предусматривает точную установку концов рычагов сцепления в одной плоскости, чтобы предотвратить перекос нажимного диска при включении и выключении.

В некоторых сцеплениях (например, с диафрагменной пружиной) такая регулировка отсутствует.

Эксплуатационная регулировка – регулировка привода. Правильность эксплуатационной регулировки определяется свободным ходом педали сцепления, который обычно находится в пределах 20...40 мм.

В сцеплениях с периферийными пружинами для обеспечения чистоты выключения число нажимных пружин кратно числу рычагов выключения (исключается перекос нажимного диска).

Минимальный момент инерции ведомых элементов

Он необходим для уменьшения ударных нагрузок зубчатых колес и работы трения в синхронизаторах при переключении передач. При включении не синхронизированной передачи ударная нагрузка на зубья пропорциональна моменту инерции ведомых элементов сцепления, снизить который можно только уменьшением диаметра диска (снижение маховой массы диска) и массы фрикционных накладок.

Диаметр ведомых дисков сцеплений автомобилей большой грузоподъемности редко превосходит 400 мм. Толщину накладок в соответствии с ГОСТ 1786-88 выбирают в пределах 3,3...4,7 мм.

Хороший отвод теплоты от поверхностей трения

Поддержание постоянного теплового режима обуславливает стабильность работы сцепления. При длительном буксовании температура поверхностей трения достигает 300 °С и выше, но уже при 200 °С коэффициент трения снижается примерно в 2 раза.

При высокой температуре начинает вытекать связующий компонент накладок, в результате чего они становятся пористыми, сухими и быстро изнашиваются.

Для отвода теплоты предусматриваются: вентиляция картера сцепления через окна или ажурный кожух, направление потока воздуха специальными щитами, поглощение теплоты массивными дисками, удаление продуктов изнашивания, при наличии которых снижается коэффициент трения, для этого на фрикционных накладках выполняют радиальные канавки.

Для сохранения работоспособности нажимных пружин при нагреве сцепления они должны устанавливаться на термоизоляционных прокладках.

Предохранение трансмиссии от динамических нагрузок

Динамические нагрузки в трансмиссии могут быть единичными (пиковыми) и периодическими.

Пиковые нагрузки возникают в следующих случаях: при резком изменении скорости движения (например, при резком торможении с не выключенным сцеплением); при резком включении сцепления; при наезде на неровность.

Наибольшие пиковые нагрузки элементы трансмиссии испытывают при резком включении сцепления. В этом случае трансмиссия закручивается не только крутящим моментом двигателя M_k , но в большей степени моментом касательных сил инерции M_i и вращающихся частей двигателя:

$$M_c = M_k + M_i.$$

При условии, что момент касательных сил инерции полностью используется на закручивание валов.

$$M_H = C_\beta \alpha_{тр},$$

где C_β – крутильная жесткость трансмиссии; $\alpha_{тр}$ – угол закручивания валов трансмиссии.

Элементарная работа по закручиванию валов трансмиссии:

$$dL = C_\beta \alpha_{тр} d\alpha_{тр}$$

или после интегрирования:

$$L = C_\beta \alpha_{тр}^2 / 2.$$

С учетом принятого выше допущения в момент резкого включения сцепления:

$$\frac{J_e \omega_e^2}{2} = C_\beta \alpha_{тр}^2 / 2.$$

Откуда

$$\alpha_{\text{тр}} = \omega_e \sqrt{J_e / C_\beta}.$$

Подставив $\alpha_{\text{тр}} = M_{\text{и}} / (C_\beta)$

Получим

$$M_{\text{и}} = \omega_e \sqrt{J_e C_\beta}.$$

Таким образом, инерционный момент зависит от угловой скорости коленчатого вала в момент резкого включения сцепления и от крутильной жесткости трансмиссии. Включение в трансмиссию упругого звена способствует уменьшению этого момента. Таким упругим звеном может быть упругий полукарданный шарнир, установленный в карданной передаче (автомобили ВАЗ), в меньшей степени (снижают нагрузки на 5...10 %) эти функции выполняют пружины гасителя крутильных колебаний, устанавливаемые в сцеплении.

Пиковые нагрузки, независимо от их происхождения, ограничиваются пробуксовыванием сцепления. По этой причине коэффициент запаса сцепления β определяющий максимальный момент, передаваемый трансмиссии, не должен превышать заданного значения.

Периодические нагрузки возникают в результате неравномерности крутящего момента двигателя. Они являются источником шума в зубчатых передачах, повышенного напряжения в элементах трансмиссии, а часто – причиной поломок деталей от усталости, особенно при резонансе.

Для гашения крутильных колебаний трансмиссии в сцеплении устанавливают гаситель крутильных колебаний.

В настоящее время широко применяются гасители крутильных колебаний упруго-фрикционного типа, некоторые конструкции которых показаны на рис. 3.5.

Основное назначение таких гасителей – поглотить энергию колебаний трансмиссии путём совершения работы трения фрикционных элементов, размещенных в гасителе.

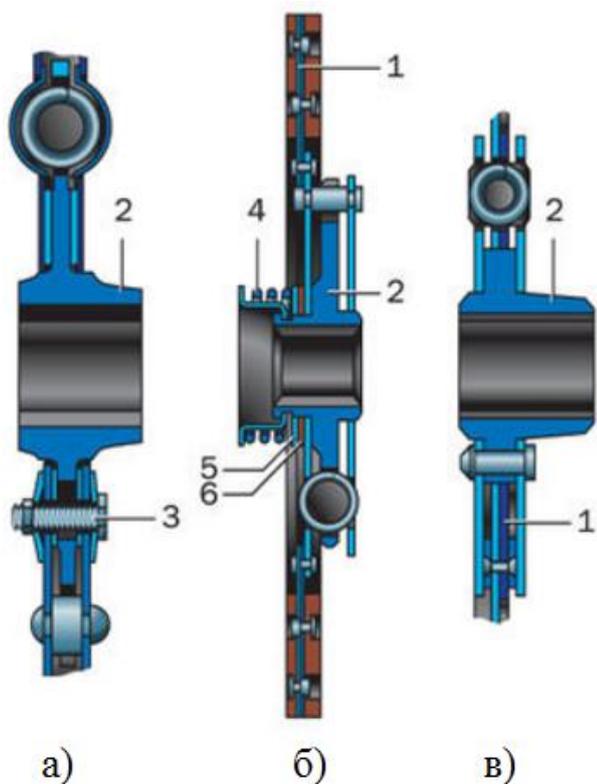


Рис. 3.5. Конструкции гасителей крутильных колебаний: а – МАЗ 5551; б – ГАЗ-3102; в – ЗИЛ-431410

Ступица ведомого диска и сам ведомый диск связаны между собой в тангенциальном направлении пружинами гасителя. Колебания, возникающие в трансмиссии, вызывают относительное угловое перемещение ведомого диска 1 и его ступицы 2 за счет деформации пружин гасителя, сопровождающееся трением фрикционных элементов гасителя.

Работа трения гасителя определяется усилием P_r , сжимающим его фрикционные кольца, коэффициентом трения μ , средним радиусом r_{cp} фрикционных колец, относительным углом φ перемещения элементов (углом буксования), числом пар трения i гасителя крутильных колебаний:

$$L_{тр.г} = P_r \mu r_{cp} \varphi i = M_{тр.г} i.$$

Момент трения $M_{тр.г} = (0,15...0,20)M_{к макс.}$. Для некоторых конструкций момент трения устанавливается при сборке на заводе и не регулируется в процессе эксплуатации (рис. 3.8). По мере износа фрикционных колец $M_{тр.г}$ снижается, что может привести к полному прекращению выполнения этим механизмом функций гасителя. В ряде конструкций гасителей момент трения регулируем. Например, в сцеплениях автомобилей МАЗ (рис. 3.6) момент трения гасителя можно регулировать затяжкой болтов 3 со сферическими упругими шайбами (рис. 3.5, а). В сцеплении автомобиля ГАЗ-3102 (рис. 3.7) момент трения гасителя поддерживается в заданных пределах центральной пружиной 4, которая через изолирующее кольцо 5 создает давление на трущихся поверхностях кольца и ведомого диска (рис. 3.5, б). Фрикционное кольцо 6, сидящее на лысках ступицы ведомого диска, при износе может перемещаться только в осевом направлении. На автомобиле ЗИЛ-411410 использован гаситель, момент трения которого установлен при сборке (рис. 3.8).



Рис. 3.6. МАЗ 5551. Годы пр-ва: 1985 – настоящее время. Производитель: МАЗ (Минский автомобильный завод)



Рис. 3.7. ГАЗ-3102. Годы пр-ва: 1981–2009. Производитель: ГАЗ (Горьковский автомобильный завод)



Рис. 3.8. ЗИЛ-431410. Годы пр-ва: 1986 – 1994. Производитель: ЗИЛ (Завод имени И. А. Лихачёва) С 1991г. по 2014г. в Новоуральске Свердловской обл.

Обычно 6...8 пружин гасителя устанавливают в окна ведомого диска ступицы с предварительным натягом. Момент предварительной затяжки составляет 15...20 % максимального крутящего момента двигателя.

Крутящий момент, передаваемый при максимальной деформации пружин гасителя, несколько превышает расчетный максимальный момент сцепления $M_{тр.г} = (1,2...1,3) M_{к макс.}$. Этим обеспечивается гашение колебаний при значении крутящего момента больше расчетного, что необходимо для преодоления трения покоя в сцеплении.

Максимальная деформация пружин гасителя ограничивается специальными упорами, позволяющими ступице поворачиваться относительно ведомого диска лишь на такой угол, при котором между витками пружины остается небольшой зазор. В некоторых конструкциях упор отсутствует.

Упругая типовая характеристика гасителя крутильных колебаний приведена на рис. 3.9 (штриховая линия); петля гистерезиса, площадь которой эквивалентна рассеиваемой гасителем энергии за один цикл колебаний, не показана, точки перегиба соответствуют максимальной деформации пружин гасителя.

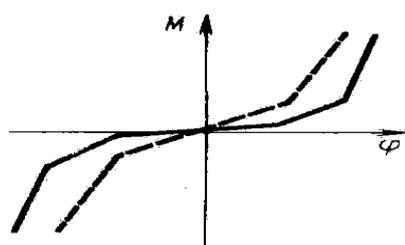


Рис. 3.9. Упругие характеристики гасителей крутильных колебаний; M – крутящий момент; φ – угол скручивания

С целью расширения диапазона нагрузок трансмиссии, при которых гаситель может эффективно гасить колебания, в ряде конструкций сцеплений применяют гаситель со ступенчатой упругой характеристикой. Это достигается тем, что окна в ступице делаются одинаковыми, а в ведомом диске часть окон имеет большую длину, поэтому не все пружины начинают деформироваться одновременно.

Разница в длине окон может быть в пределах 1,5...2 мм. В некоторых гасителях тот же эффект достигается применением пружин разной длины при одинаковых размерах окон.

Наряду с основной функцией по гашению крутильных колебаний гаситель уменьшает вероятность возникновения в трансмиссии резонансных крутильных

колебаний значительной амплитуды. Это объясняется нелинейностью упругой характеристики трансмиссии с гасителем.

Скорость автомобиля, при которой возникает резонанс, может быть определена по формуле:

$$V_{рез} = 1,05\pi\lambda_{с.к.}r_k/(u_{тр}n_i),$$

где $\lambda_{с.к.}$ – частота свободных колебаний системы двигатель – трансмиссия; n_i – номер резонирующей гармоники; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии; r_k – радиус качения.

Следует учитывать, что наиболее опасными являются трехузловые колебания, при которых амплитуды достигают максимального значения; особенно нежелательно возникновение таких колебаний на наиболее употребляемой прямой передаче.

Гаситель эффективно поглощает энергию высокочастотных колебаний. Принципиально возможно осуществление гашения колебаний низкой частоты, возникающих при малой эксплуатационной скорости. Для этого необходимо уменьшить жесткость пружин гасителя, что практически трудно выполнить в ограниченном пространстве ступицы ведомого диска.

Поддержание нажимного усилия в заданных пределах в процессе эксплуатации

Применение сцеплений с регулируемым в эксплуатации нажимным усилием, установка сцеплений с диафрагменными пружинами, уменьшение жесткости нажимных пружин – все это позволяет поддерживать нажимное усилие в расчетных пределах.

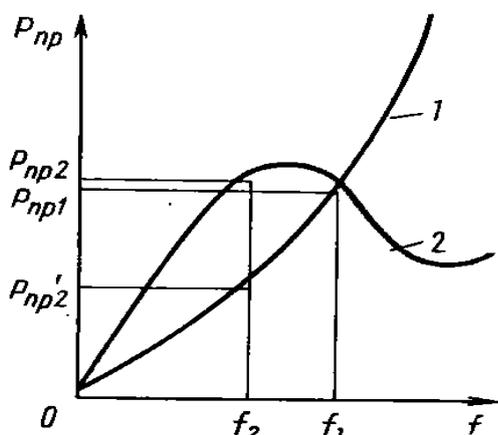
Примером конструкции с регулируемым нажимным усилием может служить сцепление, показанное на рис. 3.3, б.

Здесь при износе накладок ведомого диска 1 деформация центральной конической пружины 12 уменьшается, соответственно снижается нажимное усилие.

В этой конструкции первоначальное нажимное усилие может быть восстановлено путем уменьшения числа регулировочных прокладок 11 под опорным диском. Упругая характеристика конической пружины такова, что уменьшение деформации приводит к резкому снижению нажимного усилия (рис. 3.10).

Поэтому при эксплуатации автомобилей с таким сцеплением необходимо строго следить за неизменностью свободного хода педали сцепления, так как увеличение свободного хода свидетельствует о снижении нажимного усилия.

Своевременное регулирование свободного хода педали у сцеплений такого типа предотвращает буксование сцепления и выход его из строя.



Автоматически поддерживается нажимное усилие в определенных пределах в сцеплении с диафрагменной пружиной (рис. 3.3, в). Упругая характеристика

диафрагменной пружины приведена на рис. 3.10.

Обычно в таких сцеплениях во включенном положении нажимное усилие соответствует деформации диафрагменной пружины за точкой перегиба упругой характеристики. Поэтому в начальной стадии изнашивания фрикционных накладок нажимное усилие не уменьшается, а несколько увеличивается.

Рис. 3.10. Упругие характеристики нажимных пружин:
1 – конической; 2 – диафрагменной; f_1 и f_2 – деформации пружин; P_{np1} и P_{np2} – усилия пружин до износа; P'_{np2} – усилие пружины после

Применение диафрагменной пружины в сцеплении позволяет упростить конструкцию, так как число деталей сцепления сокращается примерно в 2 раза, а длина сцепления уменьшается в результате совмещения одной деталью функций нажимной пружины и рычагов выключения.

Диафрагменная пружина обеспечивает равномерное распределение нажимного усилия по всей накладке.

Важным преимуществом диафрагменной пружины по сравнению с периферийными является то, что при повышенной угловой скорости центробежные силы не искажают ее характеристику.

Как видно из упругой характеристики, для удержания сцепления в выключенном состоянии требуется меньшее примерно на 30 %, чем в момент начала выключения, усилие.

Сцепления с диафрагменными пружинами найдут широкое применение не только на легковых, но и на грузовых автомобилях и автобусах.

Поддержанию нажимного усилия в заданных пределах, т. е. в пределах, обеспечивающих сохранение достаточного коэффициента запаса сцепления в процессе эксплуатации, в значительной степени может способствовать применение нажимных пружин малой жесткости.

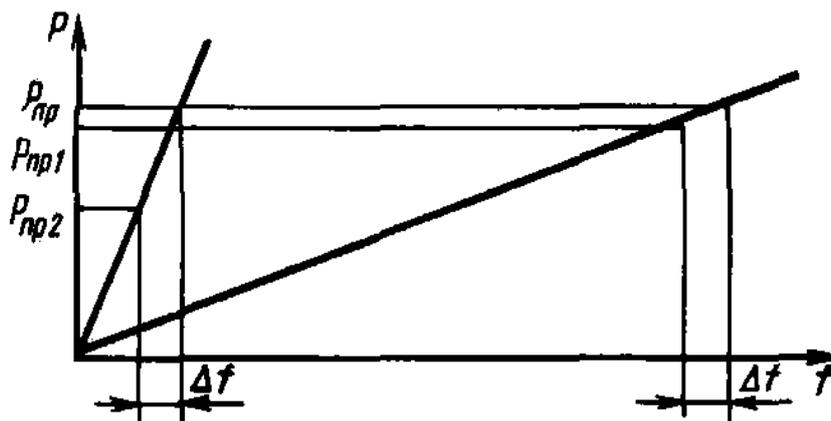


Рис. 3.11. Сравнительная характеристика цилиндрических пружин большой и малой жесткости
 f – деформация пружины, P_{np} – усилие сжатия пружины

На рис. 3.11 приведены упругие характеристики двух цилиндрических пружин разной жесткости, сжатых до получения одинаковых нажимных усилий P_{np} .

При уменьшении деформации пружин на одну и ту же величину Δf , соответствующую одинаковому износу накладок, пружина, имеющая меньшую жесткость, сохраняет большее нажимное усилие ($P_{np1} > P_{np2}$).

Однако для размещения одной пружины малой жесткости, обеспечивающей необходимое нажимное усилие, необходимо значительно увеличивать размеры сцепления. В этом случае предпочтительно применять несколько периферийно расположенных пружин малой жесткости, в сумме обеспечивающих заданное нажимное усилие.

Так, в сцеплении автомобиля ГАЗ-3102 размещено девять двойных пружин 2 (рис. 3.3, а), жесткость которых составляет примерно 10 Н/мм. В сцеплении МАЗ-5335 установлено 28 пружин по двум концентрическим окружностям с жесткостью 13,6...15,8 Н/мм.

В некоторых сцеплениях жесткость пружин доходит до 40...45 Н/мм, что приводит к сокращению срока их надежной эксплуатации.

Минимальная затрата физических усилий на управление

Выполнение этого требования обеспечивается как конструкцией механизма сцепления, так и конструкцией его привода. При управлении сцеплением физические усилия затрачиваются в три этапа: выключение сцепления; удержание сцепления в выключенном состоянии; включение сцепления.

Рассчитать работу водителя можно только для первого и третьего этапов (на втором этапе отсутствуют перемещения). Эта работа эквивалентна отмеченной площади трапеции на рис. 3.12.

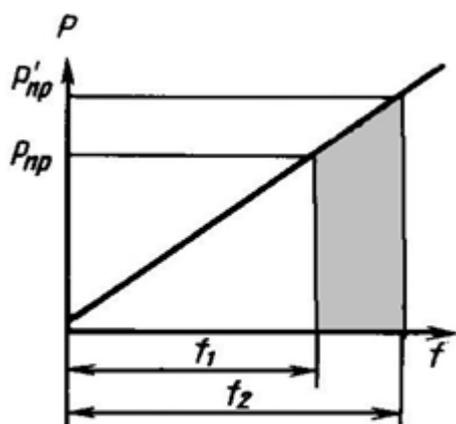


Рис. 3.12. Схема для расчета работы управления сцеплением;

f – деформация пружин,

P_{np} – усилие пружин во включенном состоянии, P'_{np} – усилие пружин в выключенном состоянии ($1,2 P_{np}$)

$$L_v = (P_{np} + P'_{np}) (f_2 - f_1) / (2 \eta_{пс})$$

где L_v – работа на первом или третьем этапах; P_{np} – усилие пружин во включенном состоянии P'_{np} – усилие пружин в выключенном состоянии ($1,2 P_{np}$); f_1 и f_2 – деформация пружин соответственно во включенном и выключенном состояниях;

$\eta_{пс}$ – КПД привода сцепления ($\eta_{пс} = 0,7 \dots 0,9$).

Работа, затрачиваемая на управление сцеплением, не должна превышать определенных значений, так как пользоваться сцеплением, например, на автобусах в условиях городского движения приходится до 2000 раз за смену. Чрезмерно большое усилие управления сцеплением приводит к профессиональным заболеваниям водителя. Для легкового

автомобиля эта работа должна быть не более 25 Дж, для грузового и автобуса – не более 30 Дж. Усилие на педали сцепления при выключении:

$$P_{\text{пед}} = \frac{1,2P_{\text{пр}}}{u_{\text{п.с.}}\eta_{\text{п.с.}}} = \frac{1,2M_{k\text{max}}\beta}{\mu R_{\text{ср}} i u_{\text{п.с.}} \eta_{\text{п.с.}}},$$

где $u_{\text{п.с.}}$ – передаточное число привода сцепления.

Анализируя уравнение, можно отметить следующие реальные пути снижения усилия на педали:

- уменьшение коэффициента запаса β , что может быть достигнуто в конструкциях сцеплений, где нажимное усилие регулируется или мало изменяется при износе фрикционных накладок;

- увеличение коэффициента трения μ , что связано с дальнейшим совершенствованием материала накладок;

- увеличение КПД привода сцепления путем замены трения скольжения в элементах привода трением качения.

Другие пути снижения усилия на педали нецелесообразны.

Увеличить число пар поверхностей трения можно, только усложнив конструкцию, а увеличение среднего радиуса $R_{\text{ср}}$ дисков приводит к росту момента инерции ведомых элементов сцепления.

Изменять передаточное число привода можно лишь в узких пределах, так как оно ограничивается полным ходом педали, который для автомобилей различного назначения лежит в пределах 120... 190 мм.

Снижение затрат физических усилий на управление в разной степени может быть достигнуто при применении полуцентробежных или центробежных сцеплений, а также гидромурфт.

Облегчают управление усилители (сервомеханизмы), установленные в приводе сцепления. Полностью освобождают водителя от усилий на управление автоматические приводы сцеплений.

Хорошая уравновешенность

Фрикционное сцепление должно уравновешиваться. В большинстве случаев сцепление уравновешивают в сборе с маховиком (динамическая балансировка). В сцеплениях с периферийными пружинами они деформируются под действием центробежных сил Q , в результате чего снижается нажимное усилие. Поэтому применение диафрагменных пружин предпочтительнее.

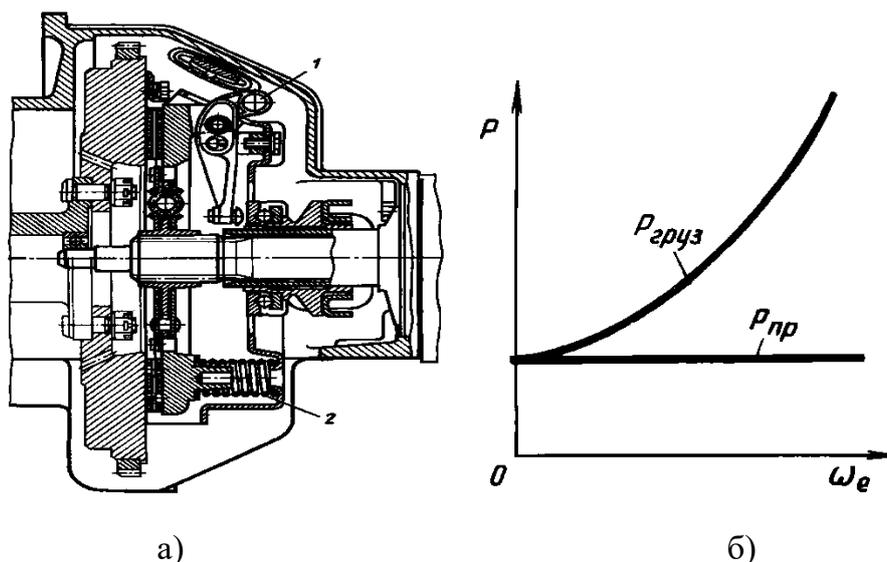


Рис. 3.13. Полуцентробежное сцепление: а) схема; б) зависимость усилия сжатия от скорости вращения; 1 – центробежный грузик; 2 – пружина



Рис. 3.14. ГАЗ 51 с полуцентробежным сцеплением. Годы пр-ва: 1946 – 1975. Производитель: ГАЗ (Горький, СССР)

4. СЦЕПЛЕНИЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ ТИПОВ

Полуцентробежное сцепление

Полуцентробежные сцепления в середине прошлого века считались весьма перспективными и получили широкое распространение как на легковых, так и грузовых автомобилях.

В полуцентробежном сцеплении (см. рис. 3.13, а и рис. 3.14) сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется суммарным усилием, рис. 11 создаваемым периферийными нажимными пружинами 2 (менее жесткими по сравнению с пружинами обычного сцепления) и центробежными силами рычагов выключения сцепления с грузиками 1, поэтому:

$$P_{\Sigma} = P_p \cdot n_{пр} + S \cdot k_p,$$

где P_p – рабочее усилие одной пружины; $n_{пр}$ – число периферийных пружин; S – усилие на ведомый диск от центробежной силы одного рычага с грузиком; k_p – число рычагов с центробежными грузиками.

В связи с меньшей жесткостью периферийных пружин уменьшается усилие на педаль при выключенном сцеплении. Из рассмотрения схемы сил (рис. 4.2), действующих на рычаг с грузиком, следует:

$$S = T \cdot (a/b) = m_{гр} \cdot \omega_e^2 \cdot R_1 \cdot (a/b),$$

где $m_{гр}$ – масса одного рычага с грузиком; ω_e – частота вращения коленчатого вала двигателя; R_1 – расстояние от центра масс рычага с грузиком до оси вращения.

В полуцентробежных сцеплениях момент сил трения, возникающий в результате воздействия периферийных пружин на нажимной диск, при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей частоте при $M_{e\max}$, как правило, меньше максимального крутящего момента двигателя, т.е. коэффициент запаса сцепления $\beta < 1$. В расчетах этих сцеплений он берется в пределах 0,85...0,90.

На рисунке 14 показаны графики изменения суммарного момента трения M_c сцепления автомобиля ГАЗ М-20 «Победа», момента трения $M_{пр}$, создаваемого только периферийными пружинами, и крутящего момента двигателя по внешней скоростной характеристике от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Из графика видно, что чем выше частота вращения коленчатого вала двигателя, тем больше усилие на ведомый диск от центробежной силы, создаваемой грузиками (рис. 4.1–4.3).

В результате, при высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя центробежные силы рычагов с грузиками создают излишне большой момент трения M_c и, следовательно, излишне большую силу P_{Σ} , что приводит к значительному увеличению удельного давления на фрикционные накладки.

При трогании автомобиля частота вращения коленчатого вала двигателя мала и требуется небольшое усилие на педаль для выключения сцепления.

При переключении же передач при высокой скорости движения автомобиля к педали сцепления в начальный момент выключения необходимо прикладывать значительное усилие для преодоления суммарной силы (от периферийных пружин и центробежной силы), действующей на нажимной диск.



Рис. 4.1. Ford Model Y с полуцентробежным сцеплением.

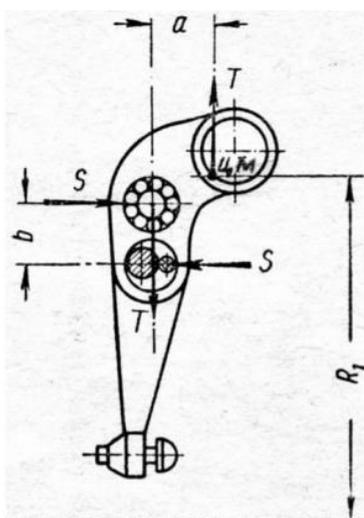


Рис. 4.2. Расчетная схема

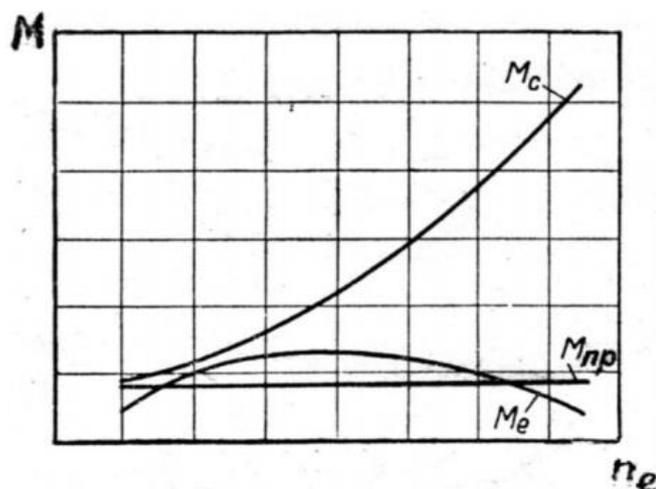


Рис. 4.3. График зависимостей $M_c = f(n_e)$ и $M_{np} = f(n_e)$ полуцентробежного сцепления

При движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях с небольшой скоростью полуцентробежное сцепление может пробуксовывать, что снижает его долговечность.

Центробежное фрикционное сцепление

Центробежное сцепление (рис. 4.4) является постоянно разомкнутым. Оно может быть барабанное или дисковое. Барабанные устанавливаются, например, на скутерах (рис. 4.5). Оно выключено при неработающем двигателе, обеспечивает трогание автомобиля с места без нажатия на педаль сцепления, а также выключается автоматически при понижении частоты вращения коленчатого вала двигателя до заданного предела (оборотов холостого хода), в результате чего предотвращается остановка двигателя. При включенном сцеплении реактивный диск 2 находится на некотором расстоянии от нажимного диска 1.

Положение реактивного диска обусловлено рычагами 5 выключения сцепления, концы которых упираются в выжимной подшипник муфты 6 выключения сцепления, а сама муфта фиксируется упором 7. Нажимной диск подтягивается к реактивному диску отжимными пружинами 8. Это обеспечивает необходимый зазор между нажимным диском 1, ведомым диском 10 и маховиком 11 двигателя.

При увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя грузики 9 под действием центробежных сил расходятся и, упираясь хвостовиками в нажимной 1 и реактивный 2 диски, перемещают нажимной диск к маховику,

создавая при этом давление на ведомый диск 10. При небольшой деформации нажимных пружин 4, что происходит даже при незначительном увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя, рычаги 5 поворачиваются на 30 своих опорах и между их концами и выжимным подшипником муфты 6 выключения образуется необходимый зазор.

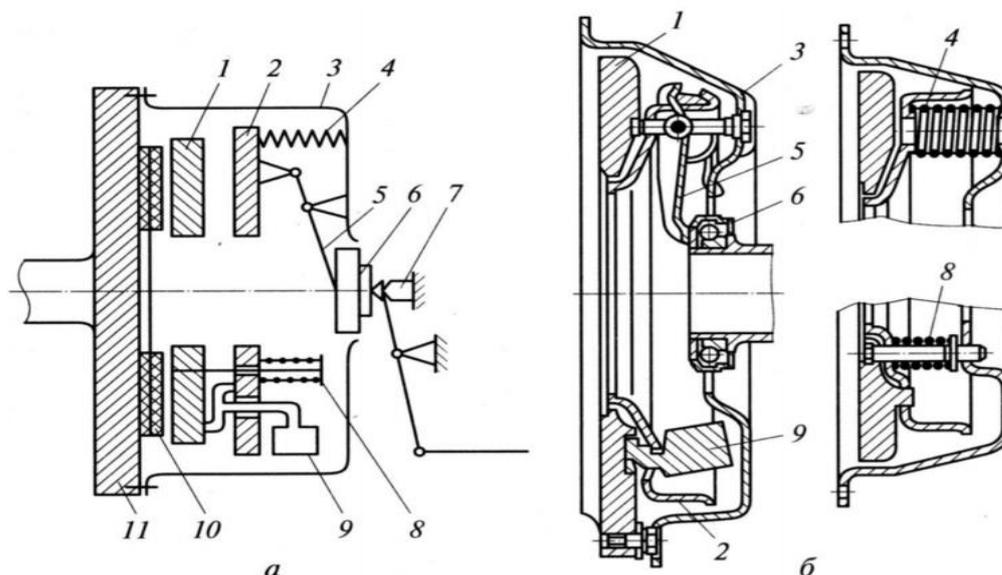


Рис. 4.4. Центробежное сцепление: а – схема; б – конструкция: 1 – нажимной диск; 2 – реактивный диск; 3 – кожух; 4 – нажимная пружина; 5 – рычаг выключения сцепления; 6 – муфта выключения сцепления; 7 – упор; 8 – отжимная пружина; 9 – грузики; 10 – ведомый диск; 11 – маховик двигателя

При торможении автомобиля до полной остановки сцепление автоматически выключается и исключает остановку двигателя. В процессе переключения передач частота вращения коленчатого вала двигателя не падает ниже частоты, при которой заканчивается включение сцепления, а потому его выключение в этих случаях совершается принудительно с помощью педали. Торможение автомобиля двигателем (на спуске, при движении накатом) возможно только при перемещении упора 7, для чего имеется специальный привод с рабочего места водителя.

В этом случае сцепление включается нажимными пружинами 4, установленными между реактивным диском 2 и кожухом 3, и сцепление становится постоянно замкнутым.

При движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях с небольшой скоростью центробежное сцепление, как и полуцентробежное может пробуксовывать, что снижает его долговечность [2].



Рис. 4.5. Скутер Honda lead 90 с центробежным сцеплением

Гидравлические сцепления (гидромуфты)

Гидромуфты на автомобиле в качестве самостоятельного агрегата, выполняющего функции сцепления, не используют, так как они не могут обеспечить чистоты выключения. Кроме того, большой момент инерции турбинного колеса не дает возможности безударного переключения передач. Поэтому в тех случаях, когда применялась гидромуфта, последовательно с ней устанавливалось фрикционное сцепление. Фрикционное сцепление служит лишь для переключения передач, а функцию буксования выполняет гидромуфта.

Это дает возможность применять в фрикционном сцеплении пружины, обеспечивающие минимальный коэффициент запаса, тем самым облегчая управление им. Так, на автомобиле-самосвале МАЗ-525 (рис. 4.6) применялась гидромуфта с последовательно установленным за ней двухдисковым фрикционным сцеплением (рис. 4.7). Соединение этих механизмов осуществлялось короткой карданной передачей.

При установке на автомобиле гидромуфты увеличивается плавность трогания автомобиля с места, устойчивость движения в тяжелых дорожных условиях с малой скоростью при достаточно высокой угловой скорости коленчатого вала двигателя и большом крутящем моменте (за счет проскальзывания гидромуфты); снижаются динамические нагрузки в трансмиссии; разобшение двигателя и трансмиссии при торможении происходит автоматически, когда скорость автомобиля снижается, что не позволяет двигателю остановиться.

Гидромуфты не получили широкого применения, в первую очередь потому, что при их установке снижается топливная экономичность автомобиля, причиной чего является неизбежное проскальзывание при передаче мощности, которая расходуется на нагрев жидкости. При передаче максимальной мощности потери на проскальзывание составляют 1...3%. Второй причиной, препятствовавшей широкому применению гидромуфт, являлось увеличение сложности, металлоемкости и стоимости трансмиссии.



Рис. 4.6. МАЗ-525 с гидравлическим сцеплением.
 Годы пр-ва: 1951 – 1965. Производитель: МАЗ
 (Минский автомобильный завод)

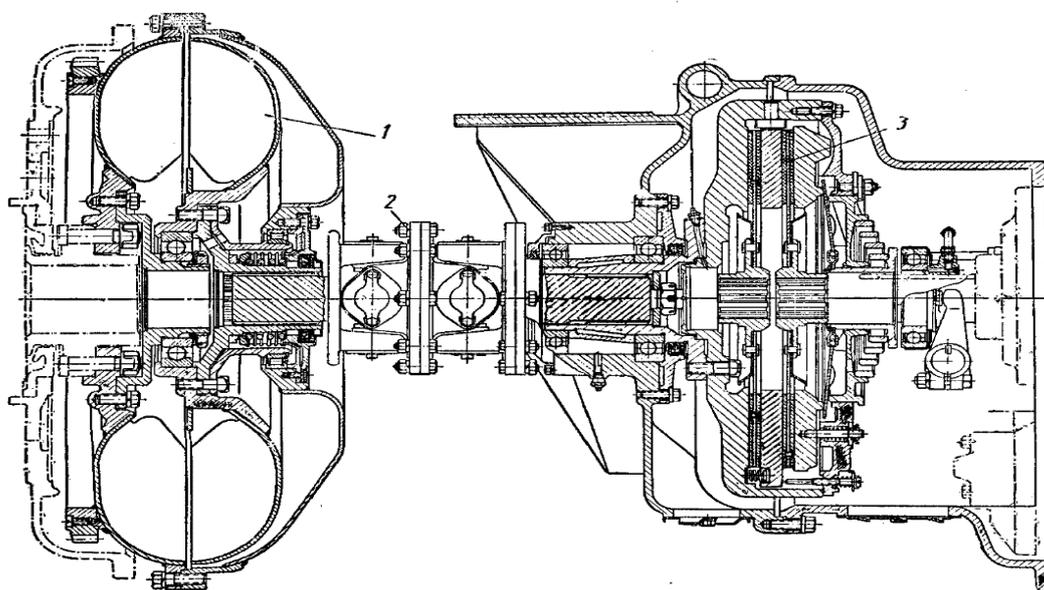


Рис. 4.7. Гидромуфта и сцепление автомобиля-самосвала МАЗ-525

Электромагнитные сцепления

Эти сцепления являются одним из видов сцеплений с автоматическим управлением. При установке на автомобиль сцепления с автоматическим управлением педаль сцепления обычно отсутствует, и поэтому такие автомобили называют автомобилями с двухпедальным управлением.

Конструкции механизмов сцеплений, применяемых при автоматическом управлении, могут быть различными, а автоматизация управления достигается при использовании вакуумного, пневматического, гидравлического, электрического или комбинированного привода.

Сцепление с автоматическим управлением должно обеспечивать: автоматическое выключение на режиме холостого хода двигателя; быстрое выключение при переключении передач; плавность и различную скорость включения при трогании и переключении передач; пуск двигателя буксированием и торможение двигателем.

Для выполнения перечисленных функций некоторые конструкции автоматических сцеплений имеют два автономных механизма, объединенных в одном агрегате – сцепление трогания (обычно центробежное) и сцепление переключения передач, обеспечивающее разъединение двигателя и трансмиссии. Однако при этом усложняется конструкция и значительно увеличивается стоимость. Массового применения на автомобилях такие сцепления не получили.

Достоинством электромагнитных сцеплений является сравнительная простота автоматизации управления. Особенностью сцепления этого типа является совмещение выполнения двух функций (трогания и переключения передач) одним механизмом.

Конструктивно они выполняются как фрикционные сцепления с электромагнитным созданием нажимного усилия или как электромагнитные – порошковые.

Схема фрикционного постоянно разомкнутого сцепления с созданием нажимного усилия электромагнитными силами показана на рис. 4.8.

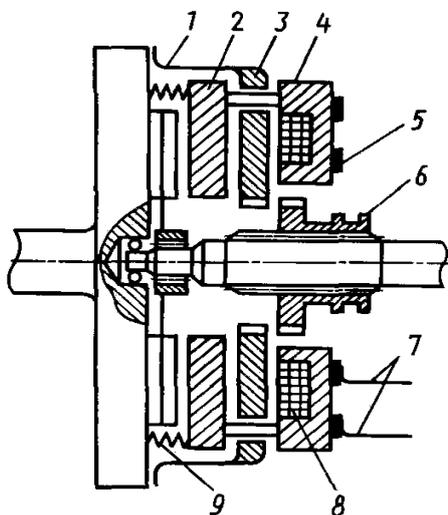
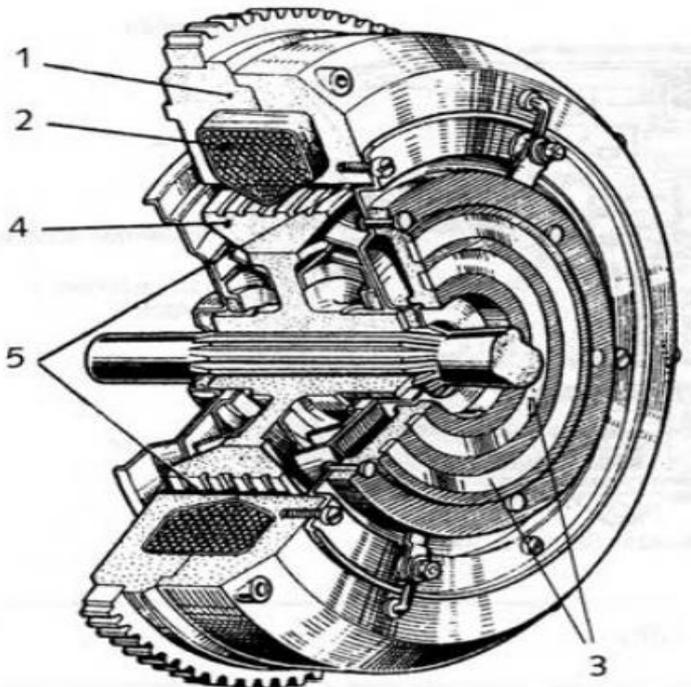


Рис. 4.8. Схема фрикционного сцепления с созданием нажимного усилия электромагнитными

В этом сцеплении нажимной диск 2 при помощи пальцев жестко связан с диском 4, в котором размещен электромагнит 8. К электромагниту через контактные кольца 5 и щетки 7 подводится ток от генератора. Якорь 3 электромагнита жестко связан с кожухом 1 сцепления, закрепленным на маховике двигателя. При малой угловой скорости ω_e коленчатого вала двигателя сцепление остается выключенным пружинами 9. По мере увеличения угловой скорости ток, подводимый к электромагниту, создает магнитное поле и электромагнит подтягивается к якорю; вместе с электромагнитом перемещается нажимной диск, создавая давление на ведомый диск.

Сила тока регулируется сопротивлением обмотки возбуждения генератора, зависящим от положения педали сцепления. При переключении передач электрическая цепь питания электромагнита разрывается контактным устройством в рычаге переключения передач и сцепление выключается. Муфта 6 блокировки сцепления служит для пуска двигателя буксированием.

В электромагнитном порошковом сцеплении (рис. 4.9) способность намагниченных порошков к передаче крутящего момента используется для обеспечения фрикционного замыкания. Встроенная во внешний ротор (1) катушка (2) получает напряжение через контактные кольца (3) и создает магнитное поле. Внутренний ротор (4) выполняет функции ведомого диска сцепления и соединен со шлицами первичного вала коробки передач. Воздушный зазор между внешним и внутренним роторами заполнен магнитным или железным порошком (5), который при намагничивании превращается в компактную, но текучую массу. В зависимости от напряженности магнитного поля между внешним и внутренним роторами возникает силовое замыкание, благодаря которому крутящий момент передается на вал коробки передач. При увеличении крутящего момента сцепление



начинает проскальзывать.

Электромагнитные порошковые сцепления используются там, где требуется плавное трогание с места и защита от перегрузок.

Кроме этого, с помощью такой технологии можно регулировать распределение напряжений и сил в трансмиссии. [1]

1 – внешний ротор; 2 – катушка; 3 – контактные кольца; 4 – внутренний ротор; 5 – магнитный/железный порошок

Рис. 4.9. Основные компоненты электромагнитного порошкового сцепления: 1 – внешний ротор; 2 – катушка; 3 – контактные кольца; 4 –



Рис. 4.10. ЗАЗ-968Р с электромагнитным порошковым сцеплением. Годы пр-ва: 1971–1994. Производитель: ЗАЗ (Запорожский автомобилестроительный завод)

Сцепление с автоматической компенсацией износа накладок ведомого диска (система XTend)

В процессе работы сцепления фрикционные накладки постепенно изнашиваются, в результате чего с течением времени положение диафрагменной пружины изменяется (рис. 4.11). Как известно, величина рабочего хода диафрагменной пружины конструктивно задает и максимально допустимую толщину накладок, поэтому повышение срока службы сцепления путем увеличения толщины накладок не представляется возможным.

Система автоматической компенсации износа накладок ведомого диска (XTend) (рис. 4.12) использовалась на автомобиле SKODA (рис. 4.13) включает:

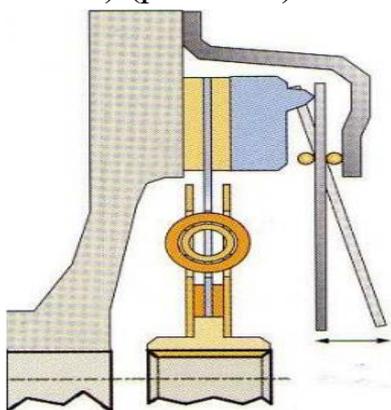


Рис. 4.11. Изменение положения диафрагменной пружины при износе накладок ведомого диска

два установочных кольца 5, две пружины растяжения, удерживающую пружину 4, зубчатый ползун и ограничитель (упор) 3 на кожухе сцепления.

В системе XTend предусмотрен компенсационный механизм (рис. 4.14), с помощью которого сначала регистрируется уменьшение толщины накладок, которое точно соответствует увеличению перемещения нажимного диска 6 относительно кожуха сцепления, а, следовательно, и относительно ограничителя 5 и удерживающей пружины 4, а затем, путем поворачивания установочного кольца 1 относительно нажимного диска 6 автоматически компенсируется зазор, который возникает в результате износа накладок.



Рис. 4.12. Сцепление с системой XTend:

- 1 – двухмассовый маховик;
- 2 – тангенциальные пластинчатые пружины крепления нажимного диска к кожуху сцепления;
- 3 – ограничитель (упор) на кожухе сцепления;
- 4 – удерживающая пружина;
- 5 – установочные кольца;
- 6 – диафрагменная пружина;
- 7 – кожух сцепления

Диафрагменная пружина (рис. 4.15) воздействует на нажимной диск не непосредственно (через выступ) как в обычном сцеплении, а через

установочные кольца 1. Одно кольцо связано с нажимным диском 6 (по наклонным плоскостям), а на другое опирается диафрагменная пружина.

Удерживающая пружина 4, одним концом прикрепленная к нажимному диску 6, при включенном состоянии сцепления другим концом постоянно опирается на ограничитель 5.

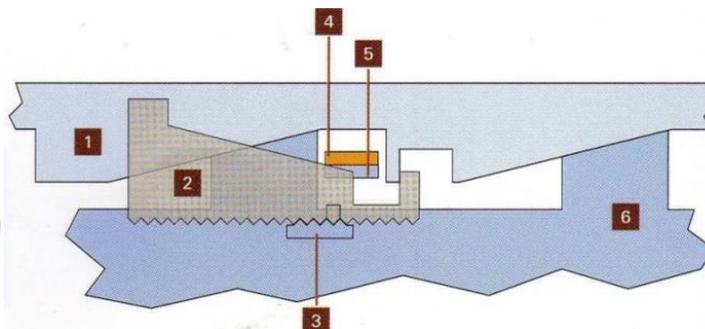


Рис. 4.13. SKODA OCTAVIA со сцеплением с системой XTend.
Завод: Россия (Калуга)

Рис. 4.14. Схема работы системы XTend: 1 – установочное кольцо; 2 – зубчатый ползун; 3 – зубчатая рейка; 4 – удерживающая пружина; 5 – ограничитель; 6 – нажимной диск

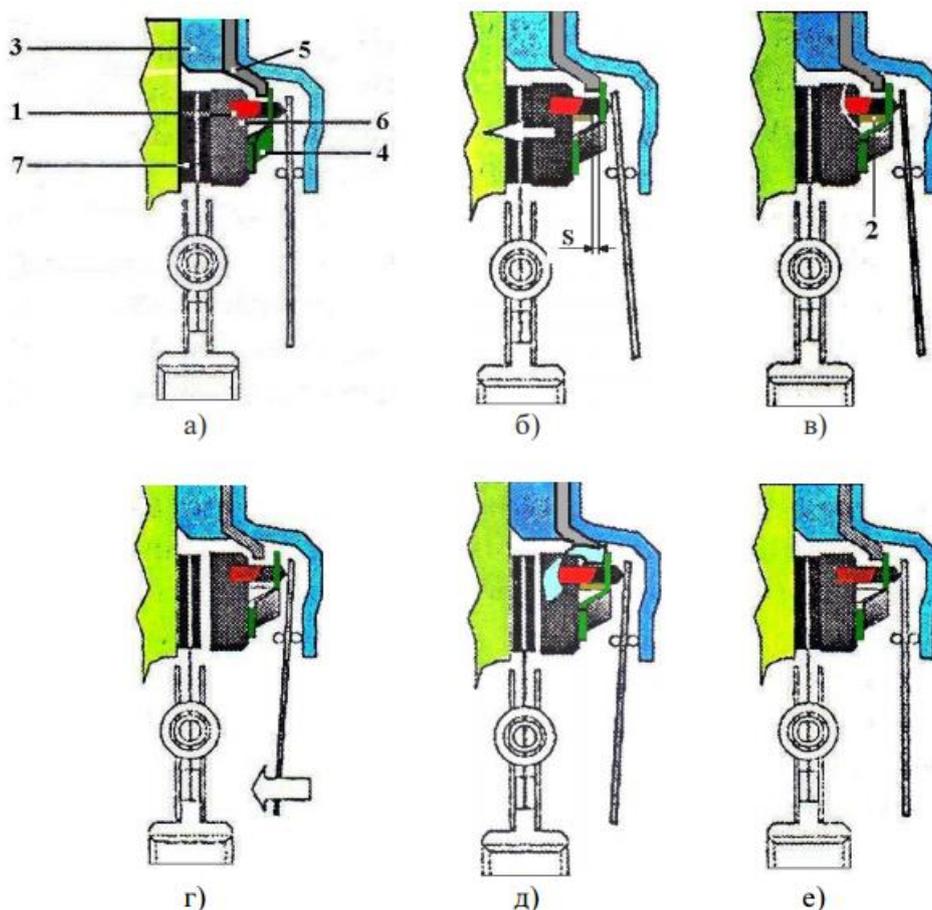


Рис. 4.15. Схема работы сцепления с системой XTend

На рис. 4.15: а – сцепление включено (фрикционные накладки новые), удерживающая пружина опирается на ограничитель; б – сдвиг нажимного

диска к маховику (фрикционные накладки изношены), ограничитель препятствует перемещению удерживающей пружины и установочные кольца освобождаются, зазор S соответствует величине износа накладок; $в$ – ползун втягивается в зазор и стопорит удерживающую пружину; $г$ – следующее выключение сцепления; $д$ – зазор компенсируется с помощью установочного кольца; $е$ – износ накладок компенсирован, диафрагменная пружина заняла первоначальное положение: 1 – установочное кольцо; 2 – ползун; 3 – кожух сцепления; 4 – удерживающая пружина; 5 – ограничитель; 6 – нажимной диск; 7 – ведомый диск.

Если толщина накладок в результате буксования сцепления уменьшается, нажимной диск под действием диафрагменной пружины перемещается в сторону маховика, и зазор между удерживающей пружиной и нажимным диском увеличивается точно на величину износа накладок S (рис. 4.15, б). При этом удерживающая пружина, опираясь на ограничитель, освобождает 34 установочные кольца.

Если зазор превосходит ширину одного зуба ползуна (рис. 4.14, поз. 2), ползун перемещается (втягивается) посредством пружины растяжения в установившийся зазор, фиксируется на зубчатой рейке (рис. 4.14, поз. 3) и стопорит удерживающую пружину в этом положении.

При следующем выключении сцепления (рис. 4.14) установочное кольцо 1 с помощью пружины растяжения поворачивается относительно нажимного диска 6 по наклонным плоскостям, компенсируя зазор, и диафрагменная пружина снова занимает свое первоначальное положение, обеспечивая необходимые величины нажимного усилия и усилия на педаль управления сцеплением. Компенсация износа фрикционных накладок обеспечивает характеристику силы выключения сцепления во время всего его срока службы практически такой же, как у нового сцепления.

5. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ФРИКЦИОННЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

Нажимной и средний ведущие диски

Ведущие диски изготавливают из серого чугуна марок СЧ18, СЧ21, СЧ22 и СЧ24, обладающих хорошими фрикционными и противозадирными свойствами при работе с фрикционными накладками. Для повышения износостойкости поверхностей трения ведущих дисков при буксовании сцепления их твердость должна быть не менее 190...210 НВ. Размеры ведущих дисков определяются с учетом размеров фрикционных накладок. Ведущие диски являются наиболее нагретыми деталями сцепления. Они поглощают и рассеивают значительную часть теплоты, выделяемой при буксовании сцепления. Для этого их делают массивными и достаточно жесткими с целью повышения сопротивления короблению и обеспечения более равномерного давления на поверхности трения фрикционных накладок. Поверхности трения дисков шлифуют.

В однодисковом сцеплении через нажимной диск может передаваться половина максимального крутящего момента двигателя, т.е. расчетный момент

$$M_p = 0,5 M_{e \max}.$$

В двухдисковом сцеплении нажимной диск нагружается моментом $M_p = 0,25 M_{e \max}$, а средний ведущий диск – $M_p = 0,5 M_{e \max}$.

Ведущие диски вращаются вместе с маховиком двигателя и перемещаются в осевом направлении.

При этом передающими крутящий момент и направляющими устройствами служат выступы нажимного диска и вырезы кожуха; штифты, запрессованные в маховик; шипы, запрессованные в кожух, и вырезы в нажимном диске; пальцы, ввернутые в маховик, и отверстия в нажимном и среднем ведущем дисках, которые рассчитываются на смятие рабочих поверхностей. Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = M_p / (R_{см} z_{см} F_{см}) \leq [\sigma]_{см},$$

где M_p – расчетный момент; $R_{см}$ – радиус расположения элементов, работающих на смятие, м; $z_{см}$ – число работающих элементов; $F_{см}$ – площадь смятия (контакта) одного элемента, м²; $[\sigma]_{см} = 10...15$ МПа

В современных конструкциях сцеплений для передачи крутящего момента на нажимной диск применяются упругие соединительные пластины, которые



одним концом крепятся к кожуху сцепления, а другим – к нажимному диску (рис. 5.1).

Рис. 5.1. Сцепление автомобиля ГАЗ-3110 «Волга» с двигателем ЗМЗ-406: 1 – диафрагменная пружина; 2 – упругая пластина крепления нажимного диска к кожуху сцепления; 3 и 4 – заклепки крепления пружины к нажимному диску и кожуху

Пластины изготавливают из пружинных сталей и рассчитывают на растяжение. Напряжение растяжения в пластине:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{R_n \cdot z_n \cdot m \cdot (b - d) \cdot \delta} \leq [\sigma]_p = 0,3 \cdot \sigma_T,$$

где R_n – радиус расположения пакетов пластин, м; z_n – число пластин в пакете (обычно $z_n = 3...4$); m – число пакетов пластин (обычно $m = 3...4$); b – ширина пластины, м; d – диаметр отверстия в пластине под болт или заклепку, м; δ – толщина пластины, м; $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения в пластине, Па; σ_T – предел текучести материала пластины, Па.

Ведомые диски

Работоспособность сцепления в значительной степени зависит от конструкции ведомого диска и материала фрикционных накладок. Наиболее простой по конструкции (относительно легкий и дешевый) ведомый диск (рис. 5.2, а) состоит из основания 1, выполненного в виде кольца из стального листа (сталь марок 60Г или 65Г) толщиной 0,8...2,5 мм. К наружным 45 поверхностям основания с двух сторон заклепками 6 приклепываются фрикционные накладки 2, а к внутреннему отверстию – ступица 3 со шлицами для подвижного соединения с первичным валом коробки передач. Для лучшего прилегания фрикционных накладок к поверхностям трения ведущего диска и предотвращения коробления стального основания при нагревании его делают с радиальными прорезями, заканчивающимися отверстиями несколько большего диаметра. Такой вид основания характерен для так называемого «жесткого ведомого диска», не обладающего ни осевой, ни тангенциальной податливостью. Главным его недостатком является то, что он не обеспечивает плавное включение сцепления и предохранение трансмиссии и двигателя автомобиля от перегрузок инерционным крутящим моментом.

Ведомые диски с осевой податливостью. В конструкциях однодисковых сцеплений современных автомобилей, которые включаются достаточно резко, применяются ведомые диски с осевой податливостью. Они обеспечивают плавное включение сцепления, что упрощает процесс управления автомобилем при трогании с места и повышает долговечность фрикционных накладок за счет обеспечения более стабильного их контакта с поверхностями трения ведущего диска. Осевая податливость ведомого диска (рис. 5.2, б) обеспечивается за счет применения фасонных прорезей его основания 1 с последующим выполнением лепестков 4 в виде пластинчатых пружин. Лепестки поочередно изогнуты в разные стороны и к ним приклепываются фрикционные накладки. В результате в свободном состоянии между накладками образуется зазор 1...1,5 мм.

При включении сцепления ведомый диск за счет податливости лепестков сжимается, трущиеся поверхности плавно соприкасаются, и сила трения между ними возрастает постепенно.

Недостатком такой конструкции является то, что практически невозможно получить одинаковую жесткость всех лепестков основания. Более перспективным и лишенным указанного недостатка является ведомый диск (рис. 5.2, в), осевая податливость которого обеспечивается 4б применением отдельных пластинчатых пружин 5, установленных между фрикционными накладками и закрепленных на малом радиусе стального основания 1.

Пластинчатые пружины такого диска изготавливаются из листовой стали меньшей толщины, чем его основание, и обладают повышенной податливостью.

В двухдисковых сцеплениях упругие ведомые диски обычно не применяются, так как при этом увеличивается ход нажимного и среднего ведомого дисков и ход педали управления при выключении сцепления. У ведомого диска рассчитывают на смятие и срез рабочих поверхностей шлицы

его ступицы. Длина ступицы выбирается равной длине шлицов первичного вала коробки передач.

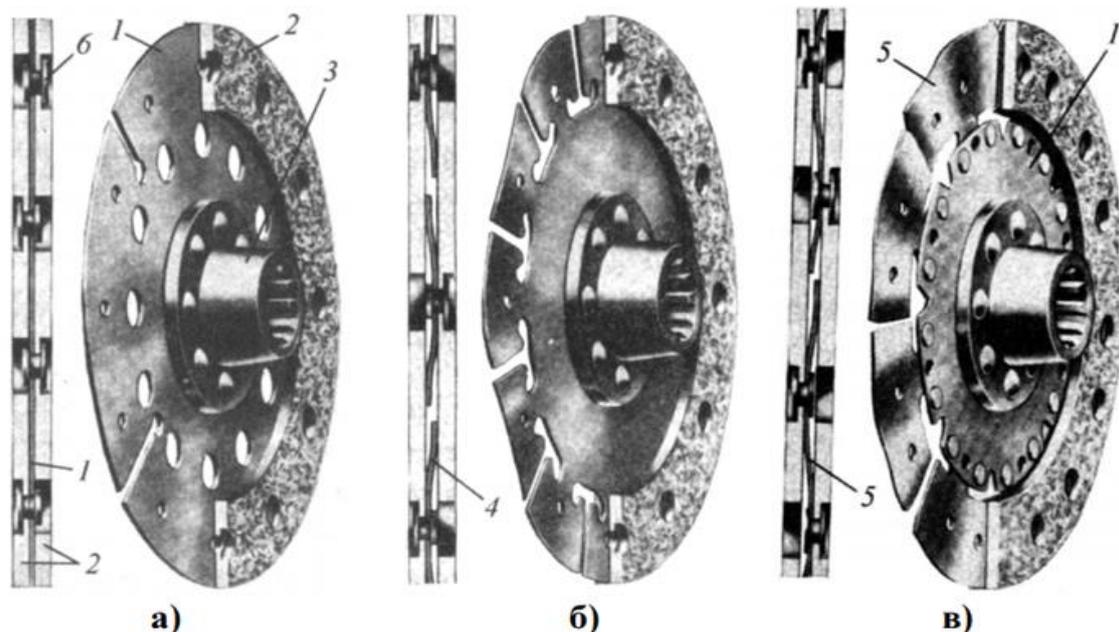


Рис. 5.2. Конструкции ведомых дисков: а – «жесткий»; б – с лепестками в виде пластинчатых пружин; в – с отдельными пластинчатыми пружинами: 1 – стальное основание; 2 – фрикционные накладки; 3 – ступица; 4 – лепесток основания диска; 5 – пластинчатая пружина; 6 – заклепка

Напряжение смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8 \cdot M_{\text{emax}}}{(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{в}}^2) \cdot z \cdot l_{\text{ш}}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{в}}$ – наружный и внутренний диаметры шлицов; z – число шлицов; $l_{\text{ш}}$ и $b_{\text{ш}}$ – длина и ширина шлицов.

Напряжение среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot M_{\text{emax}}}{(d_{\text{н}} - d_{\text{в}}) \cdot z \cdot l_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}} \leq [\tau]_{\text{ср}}.$$

Ступицу изготавливают из стали 40Х с последующей термообработкой. Допускаемые напряжения: смятия $[\sigma]_{\text{см}} = 15 \dots 30$ МПа, среза $[\tau]_{\text{ср}} = 5 \dots 15$ МПа.

Фрикционные накладки

К накладкам предъявляется ряд требований:

- высокий коэффициент трения, мало изменяющийся от температуры, давления, скорости буксования (по ГОСТ 1786 – 88 в зависимости от материала $\mu = 0,28 \dots 0,62$);
- высокие износостойчивость и прочность (накладки должны выдержать без разрыва угловую скорость, в 2 раза превышающую максимальную угловую скорость двигателя);
- плавное, пропорциональное нажимному усилию нарастание силы трения;

– достаточная термостойкость и теплопроводность.

При этом конструкция сцепления должна быть такой, чтобы обеспечить хороший теплоотвод. Температура накладок не должна превосходить при длительной работе 200 °С, при кратковременной 350 °С.

До последнего времени для фрикционных сцеплений в основном применялись асбофрикционные накладки, в состав которых входят асбест, наполнители, связующие. В настоящее время все большее распространение получают фрикционные накладки без асбеста или с минимальным его содержанием. Это, в частности, связано с тем, что производство, где в воздухе содержится асбестовая пыль, экологически опасно. Применение асбеста объясняется его хорошей термической стойкостью.

Добавление наполнителей обусловлено необходимостью придать накладке ряд необходимых свойств:

- износостойкости – смоляные частицы и графит;
- теплопроводности и плавности включения – медь, латунь, бронза, алюминий (в виде порошка, стружки или проволоки);
- стабильности коэффициента трения – цинк;
- уменьшения износа и задиорообразования – свинец (ухудшает термостойкость).

Связующие материалы определяют фрикционные свойства, износостойкость и термическую стойкость. В качестве связующих применяются фенолформальдегидные смолы и их модификации, синтетические каучуки, а также комбинации смол и каучуков. Фрикционные накладки выполняют формованными, спирально-навитыми и ткаными. Формованные накладки устанавливают на большинство грузовых автомобилей (примерный состав: асбест в виде коротких волокон – 40 %, наполнители – 30–40 %, связующие – 20...30 %). Навитые накладки, применяют главным образом на легковых автомобилях ЗАЗ, ВАЗ, АЗЛК (примерный состав: асбест в виде шнура – 50 %, проволока – 0 %, хлопок – 10 %, наполнители – 5–10 %, связующие – 20 %). Использование тканых накладок, как на легковых, так и на грузовых автомобилях сравнительно редко.

Металлокерамические и спеченные керамические накладки в автомобильных сцеплениях почти не применяют, хотя они обеспечивают высокий коэффициент трения, обладают хорошей износостойкостью и теплопроводностью.

Однако их большая масса обуславливает повышение момента инерции ведомого диска, а их абразивные свойства таковы, что изнашивание контртела (маховика, нажимных дисков) интенсифицируется. Такие накладки широко применяются во фрикционных муфтах гидромеханических коробок передач.

Пружины

В сцеплениях применяют цилиндрические, конические или диафрагменные пружины, изготавливаемые из легированных и углеродистых сталей марок 65Г, 50ХФА, 60С2Ф и 85.

Витые цилиндрические пружины. Для исключения перекоса нажимного диска при выключении сцепления их число должно быть кратно числу рычагов выключения сцепления и составляет 8...20.

Расчет витых цилиндрических пружин выполняют на кручение в следующей последовательности:

1. Расчетное усилие на одну пружину при включенном сцеплении

$$P_p = P_{\Sigma} / n_{пр},$$

где $n_{пр}$ – число пружин.

При выборе числа пружин необходимо учитывать, что расчетное усилие на одну пружину P_p не должно превышать 800 Н.

2. Диаметр проволоки, мм,

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot P_p \cdot k \cdot c}{\pi \cdot [\tau]_k}},$$

где $c = 4, 6, 8, 12$ – индекс пружины; $k = (4c + 2) / (4c - 3)$ – коэффициент, учитывающий кривизну витков пружины; $[\tau]_k = 750$ МПа – допускаемое напряжение кручения в витках пружины.

Расчетное значение диаметра d проволоки округляют по ряду нормальных линейных размеров R20.

3. Средний диаметр пружины, мм, $D_0 = c \cdot d$.

4. Осадка одного витка пружины под действием расчетной нагрузки, мм,

$$f_2 = \frac{8 \cdot P_p \cdot D_0^3}{G \cdot d^4},$$

где $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль упругости второго рода для стали.

5. Необходимое число рабочих витков пружины (определяется при условии, что при выключении сцепления расчетное усилие на пружину возрастает в 1,2 раза)

$$n = S / 0,2f_2,$$

где S – отвод нажимного диска при выключении сцепления. $S = 2...3$ мм – для однодисковых сцеплений (меньшее значение для сцеплений с жесткими в осевом направлении ведомыми дисками, большее – с податливыми дисками). $S = 4$ мм – для двухдисковых сцеплений.

6. Полное число витков пружины $n_1 = n + (1,5...2)$.

7. Жесткость пружины, Н/мм

$$C_{пр} = \frac{P_p}{f_2 \cdot n} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_0^3 \cdot n}.$$

8. Высота пружины в рабочем состоянии (при включенном сцеплении) $H_2 = (d + \delta) n + S$, где $\delta = 1...2$ мм – зазор между витками пружины при выключенном сцеплении.

9. Высота пружины в свободном состоянии

$$H_0 = H_2 + f_2 n.$$

Кожух сцепления

Кожух сцепления должен иметь достаточную жесткость, его штампуют из малоуглеродистых сталей марок 08 или 10, толщиной листа 2,5...5,0 мм. Для отвода теплоты от нагретых деталей сцепления в кожухе делают специальные вырезы и окна, которые обеспечивают интенсивность циркуляции воздуха. Кожух центрируется с маховиком двигателя с помощью установочных штифтов, центрирующим бортиком на маховике или болтами, которыми прикрепляется к маховику.

Картер сцепления

Картер сцепления устанавливается и закрепляется на заднем торце блока цилиндров двигателя. У сцеплений грузовых автомобилей он отливается из чугуна, у сцеплений легковых автомобилей – из алюминиевого сплава. Он имеет замкнутую колоколообразную форму, существенно повышающую его жесткость, что обеспечивает в эксплуатации соосность коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки передач. В картере выполняют вентиляционные окна, которые закрываются металлическими сетками. Окна обеспечивают циркуляцию воздуха внутри картера и отвод теплоты от рабочих поверхностей деталей сцепления.

6. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ПРИВОДА УПРАВЛЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЕМ

1. Определяют рабочий ход нажимного диска при выключении сцепления:

$$h_{раб} = (2\Delta_n + \omega) z_d ,$$

где Δ_n – зазор для новых накладок между поверхностями трения при полностью выключенном сцеплении; ω – осевая деформация ведомого диска; z_d – число ведомых дисков.

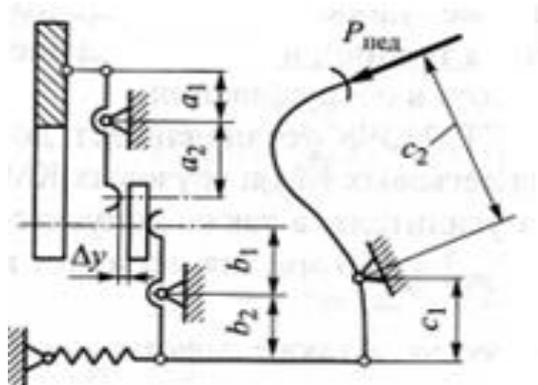


Рис. 6.1. Схема механического привода сцепления УАЗ-469



Рис. 6.2. Автомобиль УАЗ-469

2. Задают величину зазора Δy между концами рычагов и муфтой (выжимным подшипником) выключения сцепления (рис. 6.1):

$$\Delta y = 2 \dots 4 \text{ мм.}$$

По мере износа накладок этот зазор уменьшается, поэтому в процессе эксплуатации его необходимо поддерживать для обеспечения полного включения сцепления.

3. Определяют передаточное число привода $i_{\text{пр.м}}$ и ход педали управления $S_{\text{п}}$.

Для механического привода (обычно $i_{\text{пр.м}} = 30 \dots 45$, $a_2 / a_1 = 3,8 \dots 5,5$)

$$i_{\text{пр.м}} = \frac{c_2 b_2 a_2}{c_1 b_1 a_1}$$

$$S_{\text{п.м}} = h_{\text{раб}} \cdot i_{\text{пр}} + \Delta_y \left(\frac{c_2}{c_1} \right) \cdot \left(\frac{b_2}{b_1} \right)$$

где $h_{\text{раб}} i_{\text{пр}}$ – определяет величину рабочего отхода нажимного диска, $\Delta_y (c_2 / c_1) \cdot (b_2 / b_1)$ – определяет выборку зазора Δ_y .

Для гидравлического привода (6.1, б)

$$i_{\text{пр.м}} = \frac{c_2 b_2 a_2 (d_2)^2}{c_1 b_1 a_1 (d_1)^2}$$

(обычно $d_2 / d_1 = 1,0$);

$$S_{\text{п.г}} = h_{\text{раб}} \cdot i_{\text{пр.г}} + \Delta_y \left(\frac{c_2}{c_1} \right) \cdot \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2$$

Если полученный ход педали $S_{\text{п.м}}$ или $S_{\text{п.г}}$ не превышает $[S_{\text{п}}]$, то переходят к следующему пункту расчета, иначе – изменяют передаточное число.

4. Определяют максимальное усилие на педаль управления:

$$P_{\text{п max}} = \frac{P_{\text{max}}}{i_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{пр}}}$$

где P_{max} – максимальная сила, действующая на нажимной диск (определяют из расчета фрикционных накладок и нажимных пружин (рис. 6.4–6.6). Для диафрагменного сцепления $P_{\text{max}} = P_{\text{пр max}}$; $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода. Для механического привода $\eta_{\text{пр}} = 0,5 \dots 0,8$, для гидравлического – $\eta_{\text{пр}} = 0,8 \dots 0,9$.

Если $P_{\text{п max}} > [P_{\text{п}}]$, необходимо ставить усилитель.

5. Определяют параметры усилителя. Для примера, рассмотрим пневмоусилитель (рис. 6.3). Так как водитель должен быть способен выключить сцепление и при неработающей пневмосистеме, то схема привода такая же, как и без пневмоусилителя. За расчетную принимаем максимальную силу, действующую на нажимной диск. В этом случае последовательность расчета должна быть следующей:

5.1. Вычисляют необходимую силу на штоке пневмоусилителя:

$$P_{\text{шт}} = \frac{P_{\text{max}}}{\left(\frac{b_2}{b_1} \right) \cdot \left(\frac{a_2}{a_1} \right) \cdot \eta_{\text{сц}}}$$

где $\eta_{\text{сц}} = 0,9 \dots 0,95$ – КПД механизма сцепления.

5.2. Определяют максимальную допускаемую силу, передаваемую на шток через гидросистему:

$$[P_{\text{гс}}] = [P_{\text{п}}] \left(\frac{c_2}{c_1} \right) \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2$$

где $[P_{\text{п}}] = 147 \text{ Н}$.

5.3. Рассчитывают максимальную необходимую силу, развиваемую в цилиндре пневмоусилителя и передаваемую на шток:

$$P_{ц\ max} = P_{шт} - [P_{гс}] + P_{пр},$$

где $P_{пр}$ – максимальная сила, развиваемая пружиной возврата пневмоусилителя.

5.4. Вычисляют диаметр цилиндра пневмоусилителя:

$$d_3 = 2 \cdot \left(\frac{P_{ц\ max}}{\pi \cdot p_w} \right)^{0,5},$$

где p_w – давление в ресивере (обычно $p_w = 0,65 \dots 0,75$ МПа).

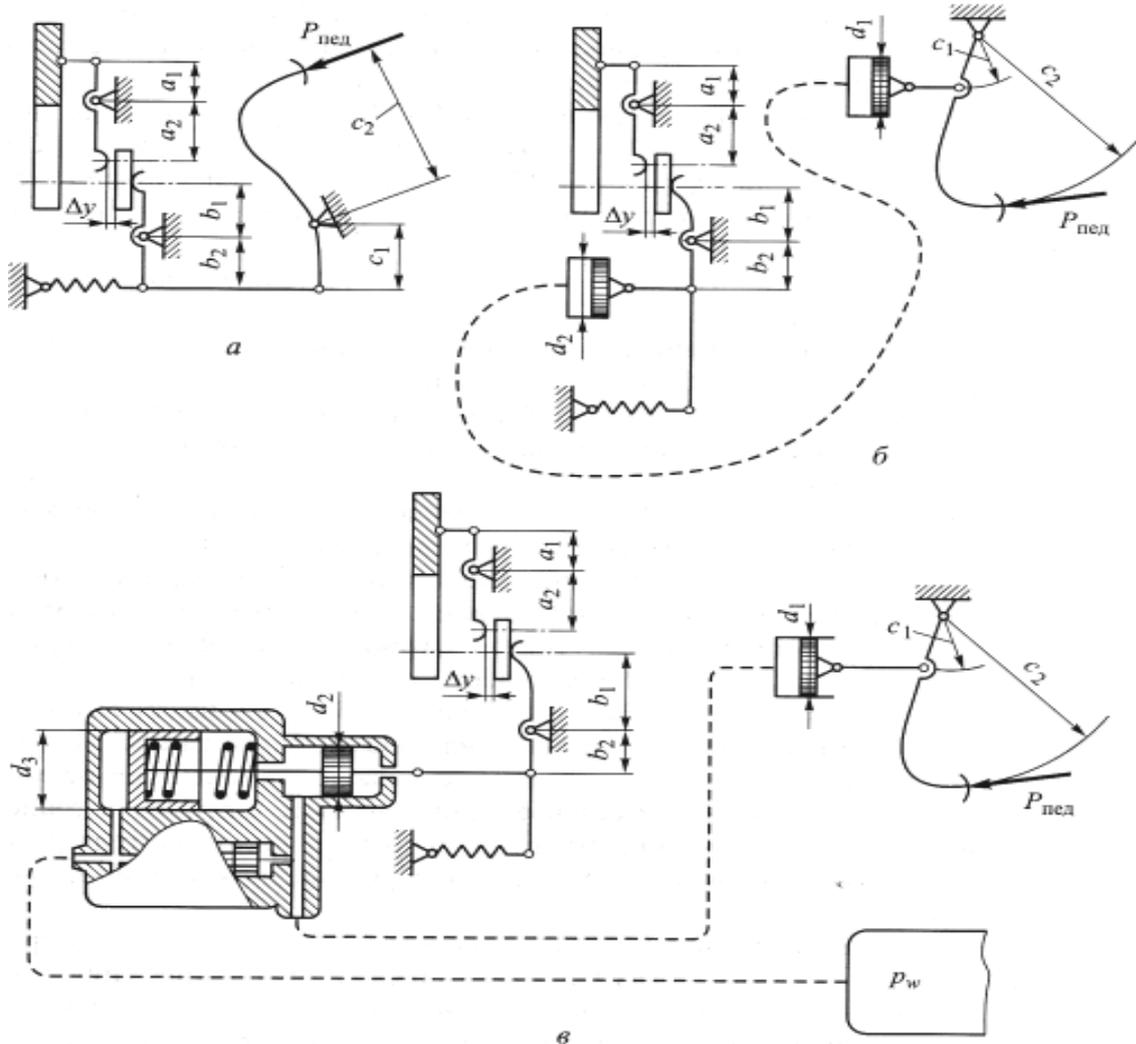


Рис. 6.3. Схемы механического (а), гидравлического (б) и гидравлического с пневмоусилителем (в) приводов сцеплений



Рис. 6.4. УАЗ-469 с механическим приводом сцепления. Годы пр-ва: 1972–2003. Производитель: УАЗ, (Ульяновский автомобильный завод)



Рис. 6.5. ВАЗ-2107 с гидравлическим приводом сцепления. Годы пр-ва: 1982–1991 в СССР; 1991–2012 в России; 2003–2012 на Украине; 2006–2014 в Египте. Производитель: АвтоВАЗ

Следует отметить, что существенное значение для работы привода сцепления имеет время опорожнения цилиндра пневмоусилителя, которое напрямую связано со временем сжатия фрикционных накладок. Время истечения воздуха из пневмоусилителя должно составлять 0,4...0,5 с. При этом коэффициент динамичности

$$k_{\text{дин}} = \frac{P_{\Sigma}^I}{P_{\Sigma}} \approx 1,0,$$

где P_{Σ}^I – максимальная сила сжатия фрикционных накладок

При отсутствии пневмоусилителя время сжатия фрикционных накладок может сокращаться до 0,03 с, что вызывает увеличение $k_{\text{дин}}$ до 1,5, т.е.

приводит к возрастанию динамических нагрузок в трансмиссии. Примеры автомобилей с приводами рассмотрены выше на рис. 6.1–6.6.



Рис. 6.6. КАМАЗ-5320 с гидравлическим приводом сцепления с пневмоусилителем. Годы пр-ва: 1976–2001. Производитель: КамАЗ (Камский

автомобильный завод)

7. ПРИМЕР РАСЧЕТА ФРИКЦИОННЫХ НАКЛАДОК

Определение размеров фрикционных накладок для однодискового сцепления автомобиля КАМАЗ-4310 (6x6)

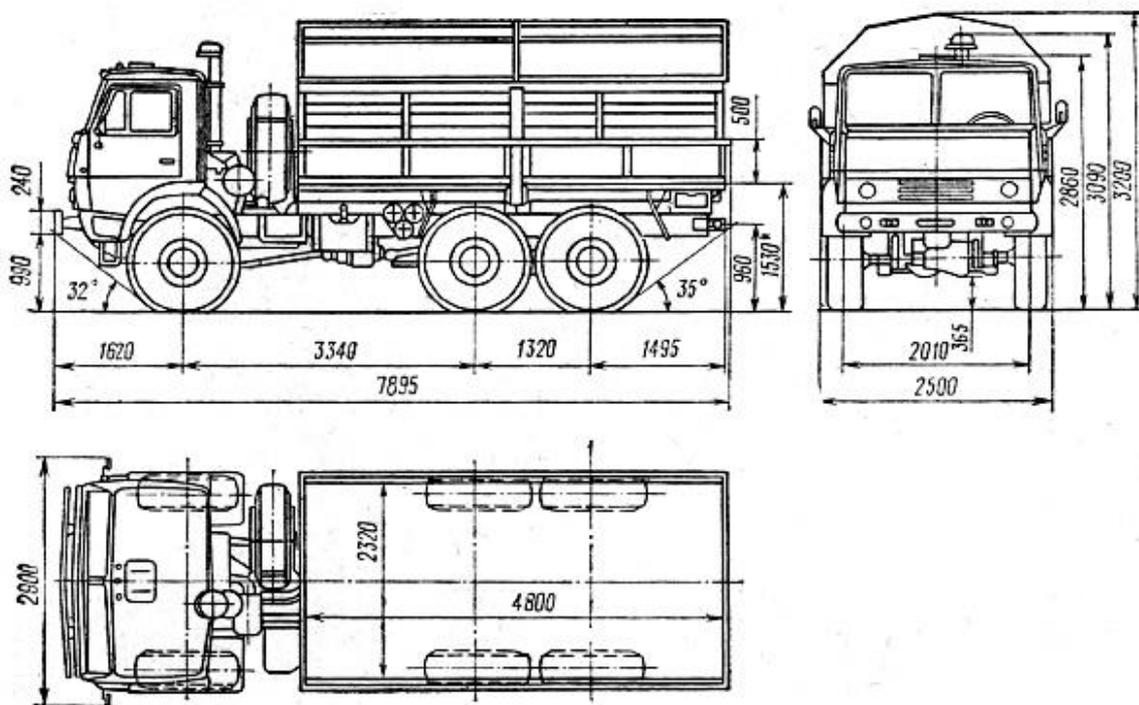


Рис. 7.1. Чертеж КАМАЗ-4310 (6x6)

Таблица 7.1

Исходные данные	Значения
-----------------	----------

Полная масса автомобиля m_a	14940 кг
полная масса прицепа $m_{пр}$	7000 кг
Максимальный крутящий момент двигателя $M_e \max$	650 Нм
Обороты при макс. крут. моменте n_{eM}	1600 мин ⁻¹
Максимальная мощность $N_e \max$	155 кВт
Обороты при максимальной мощности n_{eN}	2600 мин ⁻¹
Радиус качения r_k	0,582 м
Передаточные числа: 1-й и 2-й передач в КП высшей передачи в РК главной передачи i_o	$i_{к1} = 7,82$ и $i_{к2} = 4,03$ $i_{ркв} = 0,917$ $i_o = 7,22$
КПД трансмиссии	0,8
Коэффициент сопротивления качению ψ	0,03
Коэффициент, характеризующий тип двигателя h	0,724
Число ведомых дисков сцепления z_d (число поверхностей трения $z = 2$).	1

I. Решение для случая постоянной работы автомобиля с прицепом

Размеры фрикционных накладок выбираем при трогании полностью груженого автомобиля с прицепом на 1-й передаче в КП и на высшей – в РК.

1. Вычисляем вспомогательные величины:

$$i_{тр} = i_{к1} \cdot i_{ркв} \cdot i_o = 7,82 \cdot 0,917 \cdot 7,22 = 51,744;$$

$$J_n = (m_a + m_{пр}) r_k^2 / i_{тр}^2 = (14940 + 7000) \cdot 0,5822^2 / 51,7742^2 = 2,77 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

J_n – приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции, эквивалентный поступательно движущимся массам автомобиля m_a и прицепа $m_{пр}$;

$$M_\psi = (m_a + m_{пр}) g \cdot \psi \cdot r_k / i_{тр} \cdot \eta_{тр} = (14940 + 7000) \cdot 9,81 \cdot 0,03 \cdot 0,582 / 51,774 \cdot 0,8 = 90,73 \text{ Нм};$$

$$\omega_M = 0,75 \cdot \omega_{eN} = 0,75 \pi n_{eN} / 30 = 0,75 \pi 2600 / 30 = 204,2 \text{ рад /с};$$

$$L_6 = \frac{h M_e \max J_n \omega_M^2}{0,67 M_e \max - M_\psi} = \frac{0,72 \cdot 650 \cdot 2,77 \cdot 204,2^2}{0,67 \cdot 650 - 90,73} = 157778 \text{ Дж};$$

$$t_6 = \frac{J_n \omega_M}{0,67 M_e \max - M_\psi} = \frac{204,2 \cdot 2,77}{0,67 \cdot 650 - 90,73} = 1,65 \text{ с};$$

$$N_6 = L_6 / t_6 = 157778 / 1,65 = 95565 \text{ Вт}.$$

2. Определим значения β ; μ ; λ_n

В расчетах обычно принимают:

– для однодисковых сухих сцеплений легковых автомобилей – $\beta = 1,4 \dots 1,9$,

– грузовых автомобилей – $\beta = 1,5 \dots 2,2$;

– для двухдисковых сухих сцеплений грузовых автомобилей – $\beta = 2,0 \dots 2,3$;

μ – коэффициент трения скольжения. Его значение зависит от материала поверхностей трения, их состояния и обработки, относительной скорости скольжения дисков, давления и температуры. Для существующих типов

фрикционных накладок, работающих в паре с чугуном, в расчетах предлагается принимать $\mu = 0,30$

$\lambda_H = d / D$, которое при расчете сцепления принимают $0,67 \pm 0,07$ для легковых и $0,55 \pm 0,05$ – для грузовых автомобилей.

Принимаем $\beta = 1,85$; $\mu = 0,3$; $\lambda_H = 0,55$.

3. Определяем статический момент трения сцепления:

$$M_c = \beta \cdot M_{e \max} = 1,85 \cdot 650 = 1202,5 \text{ Нм}$$

4. Определяем наружный диаметр D , обеспечивающий допускаемое удельное давление на фрикционную накладку $[p_o] = 0,2 \text{ МПа}$

$$D = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot M_c}{\pi \cdot \mu \cdot z \cdot (1 - \lambda_H) \cdot [p_o]}} = 0,358 \text{ м.}$$

5. Вычисляем $d = \lambda_H \cdot D = 0,55 \cdot 0,358 = 0,197 \text{ м/}$

6. Выбираем по ГОСТ 1786: $D = 380 \text{ мм}$, $d = 200 \text{ мм}$.

7. Вычисляем площадь трения одной накладки ведомого диска и радиус расположения равнодействующей сил трения:

$$F_H = 0,25 \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) = 0,25 \cdot \pi \cdot (380^2 - 200^2) = 81954 \text{ мм}^2 \\ \approx 0,082 \text{ м}^2,$$

$$R_c = \pi (D^3 - d^3) / 12 F_H = \pi \cdot (380^3 - 200^3) / 12 \cdot 81954 = 15 \text{ см} = 0,15 \text{ м.}$$

8. Вычисляем усилие на нажимной диск сцепления

$$P_\Sigma = \frac{M_c}{z \cdot \mu \cdot R_c} = \frac{1202,5}{2 \cdot 0,3 \cdot 0,15} = 13361 \text{ Н.}$$

9. Определяем удельное давление на фрикционную накладку и сравниваем его с допустимым:

$$[p_o] = P_\Sigma / F_H = 13361 / 0,082 = 162939 \text{ Па} \approx 0,163 \text{ МПа} < [p_o] = 0,2 \text{ МПа.}$$

10. Определяем удельную работу буксования, по которой оценивается износостойкость сцепления, и сравниваем ее с допустимой:

$$L_{уд} = L_6 / F_\Sigma = L_6 / 2 F_H = 157778 / 2 \cdot 820 = 96,2 \text{ Дж / см}^2 < [L_{уд}] = 350 \text{ Дж / см}^2.$$

11. Определяем удельную мощность буксования и сравниваем ее с допустимой:

$$N_{уд} = N_6 / 2 F_H = 95565 / 2 \cdot 820 = 58,3 \text{ Вт/см}^2 < [N_{уд}] = 110 \text{ Вт/см}^2.$$

12. Сравнивая максимально допустимую частоту вращения ведомого диска для выбранного наружного диаметра накладки $n_{e \max} = 3500 \text{ мин}^{-1}$ с частотой вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности $n_{e N} = 2600 \text{ мин}^{-1}$, убеждаемся в достаточной прочности накладки при действии центробежных сил.

II. Решение для случая эксплуатации одиночного автомобиля

Размеры фрикционных накладок выбираем при трогании полностью груженого автомобиля на 2-й передаче в КП и на высшей передаче в РК.

1. Вычисляем вспомогательные величины:

$$i_{тр} = i_{к2} \cdot i_{ркв} \cdot i_o = 4,03 \cdot 0,917 \cdot 7,22 = 26,682;$$

$$J_n = m_a r_k^2 / i_{тр}^2 = 14940 \cdot 0,5822 / 26,6822 = 7,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 ;$$

$$M_{\psi} = m_a g \cdot \psi \cdot r_k / i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} = 14940 \cdot 9,81 \cdot 0,03 \cdot 0,582 / 26,682 \cdot 0,8 = 120 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\omega_m = 0,75 \cdot \omega_{eN} = 0,75 \pi n_{eN} / 30 = 0,75 \pi 2600 / 30 = 204,2 \text{ рад / с};$$

$$L_{\delta} = \frac{h M_{e \max} J_n \omega_m^2}{0,67 M_{e \max} - M_{\psi}} = \frac{0,72 \cdot 650 \cdot 7,11 \cdot 204,2^2}{0,67 \cdot 650 - 120} = 442813 \text{ Дж};$$

$$t_{\delta} = \frac{J_n \omega_m}{0,67 M_{e \max} - M_{\psi}} = \frac{204,2 \cdot 7,11}{0,67 \cdot 650 - 120} = 4,6 \text{ с};$$

$$N_{\delta} = L_{\delta} / t_{\delta} = 442813 / 4,6 = 96264 \text{ Вт}.$$

Пункты 2–9 остаются без изменений.

10. Определяем удельную работу буксования, по которой оценивается износостойкость сцепления, и сравниваем ее с допустимой:

$$L_{\text{уд}} = L_{\delta} / F_{\Sigma} = L_{\delta} / 2 F_H = 442813 / 2 \cdot 820 = 270 \text{ Дж / см}^2 < [L_{\text{уд}}] = 350 \text{ Дж / см}^2$$

11. Определяем удельную мощность буксования и сравниваем ее с допустимой:

$$N_{\text{уд}} = N_{\delta} / 2 F_H = 96264 / 2 \cdot 820 = 58,7 \text{ Вт/см}^2 < [N_{\text{уд}}] = 110 \text{ Вт/см}^2$$

Пункт 12 остается без изменений.

Таблица 7.2

Таблица для расчетов

Рассчитать	
Наружный диаметр D и внутренний диаметр d, выбрать по ГОСТ 1786 нужное значение	D = 380 мм, d = 200 мм
Удельное давление на фрикционную накладку [p _o]	0,163 МПа
Удельная работа буксования L _{уд}	Решение I: 96,2 Дж / см ² Решение II: 270 Дж / см ²
Удельную мощность буксования N _{уд}	Решение I: 58,3 Вт/см ² Решение II: 58,7 Вт/см ²

ЗАДАНИЕ ПО ТЕМЕ «СЦЕПЛЕНИЕ»

1. Подготовьте сообщение с презентацией на тему «Сцепления автомобилей и тракторов».

2. Укажите причины проявления основных неисправностей сцеплений и способы их устранения.

3. Ответьте на контрольные вопросы.

4. Выполните тест на тему «Сцепления автомобилей и тракторов».

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Рассказать о назначении и классификации требования к сцеплениям.

2. Требования, предъявляемые к сцеплениям.
3. Опишите рабочий процесс фрикционных сцеплений.
4. Какие конструктивные мероприятия обеспечивают надёжную передачу крутящего момента во фрикционных сцеплениях?
5. Какие конструктивные мероприятия обеспечивают плавность и полноту включения фрикционных сцеплений?
6. Какие конструктивные мероприятия обеспечивают частоту выключения фрикционных сцеплений?
7. Какие конструктивные мероприятия обеспечивают отвод теплоты от поверхностей трения во фрикционных сцеплениях?
8. Какие конструктивные мероприятия обеспечивают предохранение трансмиссии от пиковых и периодических нагрузок?
9. Сравните диаметры ведомых дисков одно- и двухдискового сцеплений, рассчитанных на передачу одинаковых моментов при одинаковом давлении на диски.
10. Какие конструктивные мероприятия обеспечивают поддержание нажимного усилия в заданных пределах в процессе эксплуатации фрикционных сцеплений?
11. Какими критериями оцениваются физические затраты на управлении сцеплением?
12. Оцените различные способы облегчения управления сцеплением.
13. Перечислите сцепления специальных типов, охарактеризуйте их преимущества и недостатки.
14. Перечислите требования к фрикционным накладкам, поясните применение тех или иных компонентов.
15. Какое назначение имеют пружины гасителя крутильных колебаний?
16. Из каких условий определяется передаточное число привода сцепления?
17. Нарисуйте схему механического привода сцепления и запишите выражение для определения его общего передаточного числа.
18. Нарисуйте схему гидравлического привода сцепления и запишите выражение для определения его общего передаточного числа.

ТЕСТ

1. Для чего необходимо сцепление?
 - а) для плавного трогания автомобиля с места и переключения передач;
 - б) необходимо только для плавного трогания автомобиля;
 - в) необходимо только для переключения передач;
 - г) необходимо для запуска двигателя.
2. При анализе и оценке конструкций сцеплений, какими из перечисленных требований следует руководствоваться?
 - а) конструкция должна быть неразборной;
 - б) плавность хода и полнота включения;

в) минимальные затраты физических усилий на управление;
г) поддержание нажимного усилия в заданных пределах в процессе эксплуатации.

3. По способу передачи крутящего момента сцепления бывают?

- а) фрикционные;
- б) пневматические;
- в) гидравлические;
- г) цепные;
- д) электромагнитные (порошковые).

4. Наибольшее распространение получили:

- а) пневматические;
- б) гидравлические;
- в) фрикционные;
- г) электромагнитные (порошковые).

5. По форме поверхностей трения сцепления бывают:

- а) дисковые;
- б) конусные;
- в) цилиндрические;
- г) квадратные;
- д) барабанные.

6. По числу ведомых дисков сцепления бывают:

- а) одно-, двух- и многодисковые;
- б) только однодисковые;
- в) только двухдисковые;
- г) только одно- или двухдисковые.

7. По состоянию поверхностей трения сцепления бывают:

- а) комбинированные;
- б) мокрые;
- в) сухие.

8. По способу создания давления на рабочих поверхностях сцепления бывают:

- а) центробежные;
- б) пружинные;
- в) пневматические;
- г) полуцентробежные.

9. По способу управления сцепления бывают:

- а) с принудительным управлением, полностью управляемые водителем;
- б) с автоматизированным управлением;
- в) автоматические сцепления;
- г) нет правильного ответа.

10. На что расходуется мощность двигателя N_e при трогании автомобиля с места, а также при переключении передач?

- а) на ускорение автомобиля и преодоление внешних сопротивлений движению;
- б) только на ускорение автомобиля;
- в) на ускорение автомобиля и преодоление внешних сопротивлений движению, а также на трение в сцеплении;
- г) все ответы правильные.

- а) замена ведомого диска;
- б) регулировка привода;
- в) увеличение хода педали;
- г) все ответы правильные.

20. Чем определяется правильность эксплуатационной регулировки?

- а) сцепление не буксует;
- б) отсутствием свободного хода педали сцепления;
- в) определяется свободным ходом педали сцепления;
- г) все ответы правильные.

21. Пределы свободного хода педали сцепления:

- а) 20...40 мм;
- б) 50...80 мм;
- в) 5...15 мм;
- г) 10...20 мм.

22. Толщину накладок в соответствии с ГОСТ 1786-88 для легкового автомобиля выбирают в пределах:

- а) 10...14,3 мм;
- б) 7,5...8,9 мм;
- в) 5,2...6,7 мм;
- г) 3,3...4,7 мм.

23. Чем вредна высокая температура поверхностей трения?

- а) при высокой температуре уменьшается эффективная мощность двигателя;
- б) высокая температура не влияет на работу сцепления;
- в) при высокой температуре перестает работать привод сцепления;
- г) при высокой температуре начинает вытекать связующий компонент накладок, в результате чего они становятся пористыми, сухими и быстро изнашиваются.

24. В каких случаях возникают пиковые нагрузки?

- а) при резком изменении скорости движения;
- б) при переключении на пониженную передачу;
- в) при резком включении сцепления;
- г) при наезде на неровность.

25. В результате чего возникают периодические нагрузки?

- а) в результате неравномерности крутящего момента двигателя;
- б) в результате высокой скорости транспортного средства;
- в) в результате неисправности сцепления;
- г) все ответы правильные.

26. Основное назначение гасителей крутильных колебаний:

- а) отводить теплоту от поверхностей трения;
- б) поглощать энергию колебаний трансмиссии путём совершения работы трения фрикционных элементов;

в) обеспечивать надежную передачу крутящего момента от двигателя к трансмиссии;

г) поддерживать нажимное усилие в заданных пределах в процессе эксплуатации.

27. Как может быть определена по формуле скорость автомобиля, при которой возникают резонансные крутильные колебания значительной амплитуды в трансмиссии?

а) $V_{рез} = 1,05 \cdot \pi \cdot \lambda_{с.к.} \cdot r_k / (U_{тр} \cdot n_i)$;

б) $V_{рез} = 1,05 \cdot r_k / (U_{тр} \cdot n_i \cdot \lambda_{с.к.})$;

в) $V_{рез} = 1,05 \cdot \pi \cdot \lambda_{с.к.} / (U_{тр} \cdot r_k)$;

г) $V_{рез} = \lambda_{с.к.} \cdot r_k / (U_{тр} \cdot n_i)$.

28. Применение диафрагменной пружины в сцеплении:

а) усложняет конструкцию сцепления и увеличивает его стоимость;

б) снижает надежность сцепления;

в) позволяет упростить конструкцию, так как число деталей сцепления сокращается примерно в 2 раза, а длина сцепления уменьшается;

г) все ответы правильные.

29. Усилие на педали сцепления при выключении, может быть вычислено по формуле:

а) $R_{пед} = \frac{1,2 \cdot M_{кмак} \cdot \beta}{\mu \cdot R_{ср} \cdot i \cdot u_{п.с.} \cdot \eta_{п.с.}}$;

б) $R_{пед} = \frac{P_{пр}}{u_{п.с.} \cdot \eta_{п.с.}}$;

в) $R_{пед} = \frac{1,2 \cdot M_{кмак}}{R_{ср} \cdot i \cdot \eta_{п.с.}}$;

г) $R_{пед} = \frac{1,5 \cdot P_{пр}}{u_{п.с.} \cdot \eta_{п.с.}}$.

30. Годы производства грузового автомобиля ГАЗ 51 с полуцентробежным сцеплением:

а) 1920–1935;

б) 1986–1994;

в) 1975–1980;

г) 1946–1975.

31. Достоинством электромагнитных сцеплений является:

а) два автономных механизма (трогание и переключение передач);

б) применение кнопки, вместо педали сцепления;

в) сравнительная простота автоматизации управления;

г) его высокая стоимость.

32. Для повышения износостойкости поверхностей трения ведущих дисков при буксовании сцепления их твердость должна быть не менее:

- а) 230...280 НВ;
- б) 150...184 НВ;
- в) 90...140 НВ;
- г) 190...210 НВ.

33. Допускаемые напряжения смятия и среза для ведомых дисков:

- а) $[\sigma]_{см} = 25...50$ МПа и $[\tau]_{ср} = 15...35$ МПа;
- б) $[\sigma]_{см} = 15...30$ МПа и $[\tau]_{ср} = 5...15$ МПа;
- в) $[\sigma]_{см} = 5...17$ МПа и $[\tau]_{ср} = 10...25$ МПа;
- г) $[\sigma]_{см} = 45...80$ МПа и $[\tau]_{ср} = 30...65$ МПа.

34. В качестве связующих материалов во фрикционных накладках применяются:

- а) известь;
- б) фенолформальдегидные смолы и их модификации;
- в) жидкое стекло;
- г) синтетические каучуки, а также комбинации смол и каучуков.

35. Какие пружины применяют в сцеплениях?

- а) цилиндрические;
- б) волновые;
- в) диафрагменные;
- г) конические.

36. Расчетное усилие на одну пружину при включенном сцеплении может быть вычислено по формуле:

- а) $P_p = P_{\Sigma} / n_{пр}$;
- б) $P_p = n_{пр} / P_{\Sigma}$;
- в) $P_p = P_{\Sigma} \cdot n_{пр}$;
- г) $P_p = P_{\Sigma} / \pi \cdot n_{пр}$.

37. При выборе числа пружин необходимо учитывать, что расчетное усилие на одну пружину P_p не должно превышать:

- а) 1100 Н;
- б) 1000 Н;
- в) 900 Н;
- г) 800 Н.

38. Диаметр проволоки пружины можно вычислить по формуле:

- а) $d = \sqrt{\frac{P_p \cdot k \cdot c}{[\tau]_k}}$;
- б) $d = \sqrt{\frac{\pi [\tau]_k}{8 \cdot P_p \cdot k \cdot c}}$;
- в) $d = \sqrt{\frac{8 \cdot P_p \cdot k \cdot c}{\pi [\tau]_k}}$;
- г) $d = \sqrt{\frac{k \cdot c}{8 \cdot P_p}}$

39. Жесткость пружины может быть вычислена по формуле:

- а) $C_{пр} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_0^3 \cdot n}$;
- б) $C_{пр} = \frac{4 \cdot P_p}{f_2 \cdot n}$;
- в) $C_{пр} = \frac{8 \cdot D_0^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$;
- г) $C_{пр} = \frac{\pi \cdot P_p}{f_2 \cdot n}$.

40. Для отвода теплоты от нагретых деталей сцепления в кожухе:

- а) залито масло;
- б) устанавливается вентилятор охлаждения;

в) не делают отверстий, чтобы не снижать прочность кожуха, отвод тепла не нужен;

г) делают специальные вырезы и окна.

41. Рабочий ход нажимного диска при выключении сцепления можно определить по формуле:

а) $h_{\text{раб}} = (2\Delta_n + \omega) \cdot z_d$;

б) $h_{\text{раб}} = (4\Delta_n + \omega) \cdot z_d$;

в) $h_{\text{раб}} = (2\Delta_n + \omega) / z_d$;

г) $h_{\text{раб}} = (2\Delta_n + 2\omega) / z_d$.

42. Если $P_{\text{п max}}$ (максимальное усилие на педаль управления) $>$ $[P_{\text{п}}]$ (допустимое усилие на педаль управления):

а) усилитель ставить не нужно;

б) такой привод управления сцеплением ставить нельзя даже с усилителем;

в) необходимо ставить усилитель.

43. Диаметр цилиндра пневмоусилителя можно вычислить по формуле:

а) $d_3 = 4 \cdot (P_{\text{цmax}} / \pi \cdot p_w)^2$;

б) $d_3 = 2 \cdot (P_{\text{цmax}} / \pi \cdot p_w)^{0,5}$;

в) $d_3 = 2 \cdot (\pi \cdot p_w / P_{\text{цmax}})^{0,5}$;

г) $d_3 = 2 \cdot (P_{\text{цmax}} / p_w)$.

44. Схема какого привода сцепления изображена на данной картинке?

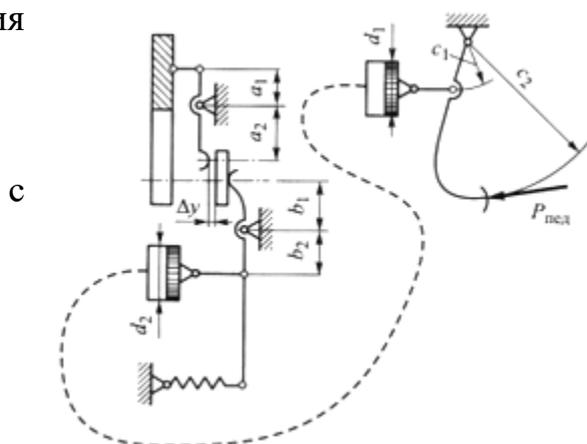
а) механического;

б) электромагнитного;

в) гидравлического

пневмоусилителем;

г) гидравлического.



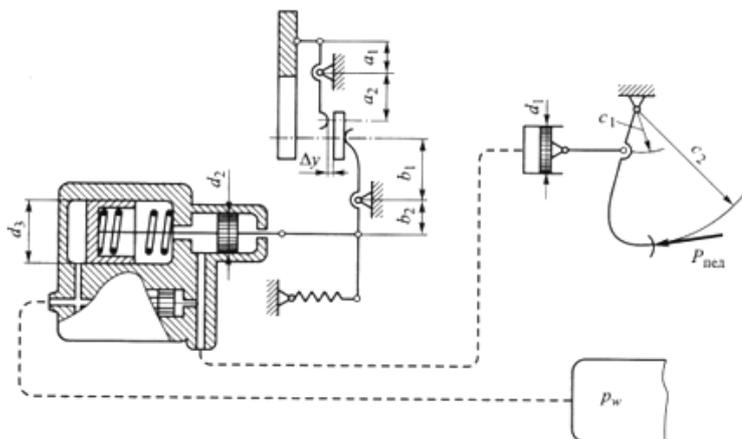
45. Схема какого привода сцепления изображена на данной картинке?

а) гидравлического;

б) гидравлического с пневмоусилителем;

в) электромагнитного;

г) механического.



46. Какой привод сцепления устанавливался на автомобиле УАЗ-469?

- а) электромагнитный;
 - б) механический;
 - в) гидравлический;
 - г) гидравлический с пневмоусилителем.
47. Какой привод сцепления устанавливался на автомобиле Ваз 2107?
- а) электромагнитный;
 - б) механический;
 - в) гидравлический;
 - г) гидравлический с пневмоусилителем.
48. Время истечения воздуха из пневмоусилителя должно составлять:
- а) 0,4...0,5 с;
 - б) 0,6...0,7 с;
 - в) 0,8...0,9 с;
 - г) 1,1...1,3 с.
49. Какой привод сцепления устанавливался на грузовом автомобиле КАМАЗ 5320?
- а) электромагнитный;
 - б) механический;
 - в) гидравлический;
 - г) гидравлический с пневмоусилителем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вернер Микнас, Райнер Попиоль, Аксель Шпренгер В35 Автомобильные сцепления, трансмиссии, приводы / пер. с нем. ООО «СтарСПб». – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2012. – 352 с.: ил.
2. Острцов А.В., Красавин П.А., Воронин В.В. Автомобильные сцепления: Учебное пособие по дисциплинам «Конструкция автомобиля и трактора» и «Конструирование и расчет автомобиля» для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201 «Автомобиле - и тракторостроение». – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 99 с.
3. Малаховский Я.Э., Лапин А.А. Сцепления. – М.: Машиностроение, 1960. – 193 с.
4. Осенчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчёта. – М. Машиностроение, 1989. –304 с.
5. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
6. Великанов Д.П. и др. Автомобильные транспортные средства. – М. Транспорт, 1977. – 326 с.
7. Лукин П.П. и др. Конструирование и расчёт автомобиля. – М. Машиностроение, 1984. – 376 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Классификация сцеплений	4
2. Рабочий процесс	6
3. Анализ и оценка конструкций фрикционных сцеплений	8
4. Сцепления специальных типов	22
5. Конструирование и расчет деталей фрикционных сцеплений	31
6. Порядок расчета привода управления сцеплением	37
7. Пример расчета фрикционных накладок	41
Задание по теме «Сцепление»	44
Контрольные вопросы	44
Тест	45
Библиографический список	52

Техн. редактор *А.В. Миних*

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 12.12.2018. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 3,49. Тираж 50 экз. Заказ 514/178.

Отпечатано с оригинал-макета заказчика
в типографии Издательского центра ЮУрГУ.
454080, г. Челябинск, проспект Ленина, 76.