



Я.Э.МАЛАХОВСКИЙ, А.А.ЛАПИН

СЦЕПЛЕНИЯ

М А Ш Г И З

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ

Я. Э. МАЛАХОВСКИЙ, А. А. ЛАПИН

СЦЕПЛЕНИЯ

*Под общей редакцией
проф. А. А. ЛИПГАРТА*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
Москва 1960

В книге, состоящей из двух основных разделов — сцепление и привод, приводятся сведения, необходимые для проектирования фрикционных сцеплений грузовых автомобилей.

Книга предназначена для инженерно-технических работников автомобильной промышленности и транспорта.

Рецензент **А. Л. Зилов**

Редактор **А. К. Фрумкин**

*Редакция литературы по автомобильному, тракторному
и сельскохозяйственному машиностроению
Зав. редакцией инж. И. М. БАУМАН*

ОТ РЕДАКТОРА

Современный автомобиль представляет собой совокупность различных механизмов и агрегатов, которые создаются большими коллективами конструкторов и технологов на основе специализации.

Важнейшие требования, предъявляемые к автомобилю, — быстрота, комфортабельность, экономичность, надежность, долговечность, технологичность, простота и автоматизация управления — выдвигают такой большой и широкий круг вопросов, что изложение их в одном труде стало практически невозможным. Развитие автомобильной техники происходит очень быстро, и поэтому также быстро необходимо издавать труды по различным механизмам и агрегатам автомобиля.

В связи с изложенным издательство «Машгиз» предприняло издание серии выпусков, каждый из которых посвящен проектированию отдельного механизма или агрегата автомобиля. Так как в этих выпусках-монографиях излагаются принципиальные вопросы создания и развития конструкции, то в них преобладают теоретические и расчетные материалы, конструктивные схемы и цифровые данные, а не детальные описания того или иного механизма.

В данном выпуске этой серии рассматриваются фрикционные сцепления грузовых автомобилей. Вопросы автоматизации управления сцеплением излагаются лишь в той мере, в какой они относятся к сцеплениям грузовых автомобилей. Более подробно эти вопросы будут рассмотрены в выпуске, посвященном сцеплениям легковых автомобилей.

Проф. А. А. ЛИПГАРТ

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящей книге изложены вопросы проектирования фрикционных сцеплений (в основном с неавтоматическим приводом) для грузовых автомобилей.

При изложении материалов рассмотрены конструктивные схемы, параметры, влияющие на выбор размеров сцеплений и привода, а также приведены фактические данные по выполненным конструкциям и необходимые расчеты. Фактические материалы, характеризующие конструкции и расчетные данные, сведены, по возможности, в таблицы. Расчетные уравнения приводятся в конечном виде без промежуточных выводов. Исключение в этой части сделано для раздела: «Определение характеристики и расчет на прочность тарельчатых пружин», так как эти вопросы мало освещены в литературе. В приложении дан пример поверочного расчета сцепления.

Раздел «Определение характеристики и расчет на прочность тарельчатых пружин» написан А. А. Лапиным, а все остальные разделы книги написаны Я. Э. Малаховским.

ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К АВТОМОБИЛЬНЫМ СЦЕПЛЕНИЯМ

Для силовых установок современных автомобилей почти исключительное применение имеют двигатели внутреннего сгорания и лишь в некоторых случаях электродвигатели (электроавтомобили) и паровые машины.

При установке на автомобиле двигателя внутреннего сгорания сцепление служит для временного полного отсоединения двигателя от трансмиссии и последующего плавного соединения при трогании с места и при смене ступеней в коробке передач и для безударного их переключения. Кроме того, сцепление предохраняет трансмиссию автомобиля от перегрузки, например, при резком торможении с невыключенным сцеплением.

На паровых автомобилях сцепление также применяется для возможности движения накатом. В электроавтомобилях сцепление не устанавливается.

Фрикционное сцепление работает с использованием сил трения. Его основными элементами являются фрикционная муфта ¹ и привод, а во многих случаях и гаситель колебаний.

По сравнению с муфтами общего назначения автомобильные сцепления работают в сравнительно тяжелых условиях, которые в основном определяются частотой пользования сцеплением. Число включений сцепления на 1 км пробега автомобиля может служить одним из показателей для оценки условий его эксплуатации и при выборе параметров в процессе проектирования.

Поскольку наибольший износ фрикционных колец (накладок, обшивок) наблюдается при трогании автомобиля с места, то вместо числа включений будем пользоваться числом остановок.

Ограниченное число работ по количественной оценке эксплуатационных показателей механизмов автомобилей не позволяет сделать каких-либо значительных обобщающих выводов. Примерно можно считать, что в условиях интенсивного городского движения грузовые автомобили имеют 80—100 остановок на 100 км, а автобусы — 400—500 остановок на 100 км пробега. При загородном движении по хорошему дорогам число остановок резко сокращается. Кроме того, сцеп-

¹ В настоящей работе рассматриваются только фрикционные сцепления грузовых автомобилей, причем за фрикционной муфтой сохраняется общепринятое в автомобилестроении название «Сцепление». Сцепления, установленные в коробках передач, не рассматриваются.

лением пользуются при переключении передач; таким образом число выключений сцепления в известных эксплуатационных условиях может достигнуть 800—1000 на 100 км пробега.

Габаритные размеры и вес автомобильных сцеплений ограничиваются сравнительно узкими пределами, что требует применения фрикционных материалов с высоким коэффициентом трения и затрудняет создание необходимого теплового режима.

Плавное трогание и разгон автомобиля зависят не только от умения водителя, но и от конструктивных особенностей сцепления (например, применение упругих ведомых дисков).

Обязательным условием для автомобильных сцеплений является «чистота» выключения, несоблюдение которой приводит к затруднительному переключению передач, шуму при переключении передач, нагреву и к повышенному износу трущихся поверхностей.

У автомобилей с мощными двигателями и большими крутящими моментами затрата физических усилий для управления сцеплением весьма значительна. В этом случае снижение утомляемости водителя может быть получено применением для управления сцеплением сервоприводов (усилителей), автоматических сцеплений, автоматических приводов или сцеплений, у которых нажимное усилие создается гидравлическим (при наличии насоса), пневматическим или электрическим путем.

Для надежной связи трансмиссии с двигателем желательно иметь возможно большее значение момента трения M_c , а следовательно, и коэффициента запаса сцепления β . Однако значительное повышение коэффициента запаса сцепления недопустимо, так как в этом случае сцепление не предохраняет трансмиссию от динамических нагрузок, вызываемых вращающимися деталями двигателя. Кроме того, при увеличении усилия пружин (для повышения коэффициента запаса β) будет расти динамический крутящий момент при резком включении сцепления.

Из сказанного видно, что при проектировании автомобильных сцеплений приходится решать некоторые противоречивые вопросы.

К современным автомобильным фрикционным сцеплениям предъявляются определенные требования:

- 1) надежность действия;
- 2) простота и технологичность конструкции;
- 3) простота обслуживания (регулировка, смазка, смена деталей и т. п.);
- 4) длительный срок службы, согласованный со сроками службы других агрегатов силовой передачи автомобиля;
- 5) легкость управления, характеризуемая возможно малой затратой мускульной работы со стороны водителя;
- 6) плавность включения (без дергания и вибраций);
- 7) чистота выключения;
- 8) сравнительно низкий тепловой режим сцепления (интенсивный отвод тепла от рабочих поверхностей);
- 9) минимальный момент инерции ведомых деталей сцепления и связанных с ним вращающихся деталей трансмиссии (для уменьше-

ния удара между зубьями шестерен и более легкого переключения передач);

10) осевая нагрузка на коленчатый вал должна действовать только во время выключения сцепления (сцепление уравновешенного типа);

11) сохранение постоянства нажимного усилия (или коэффициента запаса β) независимо от износа трущихся поверхностей;

12) снижение динамических нагрузок в трансмиссии и устранение резонансных колебаний в диапазоне наиболее частых рабочих режимов (применение ведомых дисков с гасителем колебаний).

К автоматически действующим сцеплениям (центробежным), кроме того, предъявляются еще следующие требования:

1) отсоединение двигателя от трансмиссии при определенном заданном минимальном числе оборотов;

2) соединение двигателя с трансмиссией при достижении двигателем определенного минимального заданного числа оборотов, причем соединение двигателя с трансмиссией должно быть таким, чтобы двигатель мог работать при минимальных оборотах при неподвижном или медленно двигающемся автомобиле (вследствие пробуксовки сцепления);

3) во время пробуксовки сцепление должно обеспечивать необходимую величину момента трения (в зависимости от эксплуатационных условий, т. е. скорости движения, нагрузки и т. п.), т. е. должно быть установлено устройство, позволяющее изменять величину передаваемого сцеплением момента трения;

4) сцепление должно полностью включаться, как только скорость движения автомобиля достигла определенной величины;

5) должна быть обеспечена возможность торможения двигателем и буксирования автомобиля.

Для управления сцеплением используется механизм, называемый приводом. В привод входят детали, начиная от педали сцепления до подшипника отводки включительно.

Конструкция привода и форма его деталей зависят от расположения двигателя, а следовательно и сцепления, относительно места водителя.

Утомляемость водителя при управлении сцеплением зависит от частоты пользования приводом, от величины усилия прилагаемого к педали сцепления и от величины хода педали.

Особенно значительна утомляемость водителя при управлении автомобилем, имеющем мощный двигатель, вследствие чего для выключения сцепления и удержания его в выключенном состоянии требуется сравнительно большое усилие.

Одной из мер уменьшения усилия для управления сцеплением является приближение величины коэффициента запаса β к его нижнему значению, что возможно в сцеплениях, допускающих регулировку нажимного усилия. Дальнейшее снижение усилия для управления сцеплением может быть получено повышением к. п. д. привода. Более эффективной мерой снижения усилия для управления сцеплением является применение усилителей. При применении автоматических сцеплений водитель освобождается от функций управления сцеплением.

Сцепление вследствие пробуксовки предохраняет в ряде случаев силовую передачу от чрезмерно больших крутящих моментов. Величина максимального крутящего момента, который передает сцепление, лимитируется коэффициентом запаса сцепления β . При резком включении сцепления («бросок» педали сцепления), когда нажимное усилие на трущихся поверхностях зависит от кинетической энергии поступательно движущихся при включении деталей, коэффициент запаса сцепления β может быть значительно больше расчетного значения, что может привести к поломкам деталей силовой передачи.

Поэтому желательно, чтобы в приводе сцепления был замедлитель движения педали, вступающий в действие при резком включении педали сцепления.

К неавтоматическому приводу сцепления предъявляют следующие требования:

- 1) высокий к. п. д.;
 - 2) наибольший ход педали сцепления не свыше 150 мм;
 - 3) ограниченное значение максимального усилия, прикладываемого водителем для выключения сцепления (не более 20—25 кг при отсутствии усилителя);
 - 4) возможность установки усилителя;
 - 5) отсутствие влияния перекосов рамы на работу привода.
-

КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

По форме поверхности трения различают барабанные (цилиндрические), конусные и дисковые (плоские) сцепления.

Так как такие основные требования, как плавность включения, чистота выключения, минимальный момент инерции ведомых деталей, сравнительно легко конструктивно и технологически обеспечиваются сухими дисковыми сцеплениями, то они и получили широкое распространение на автомобилях всех категорий и типов.

Классификация автомобильных сцеплений приведена на фиг. 1, а классификация приводов автомобильных сцеплений — на фиг. 3.

По связи с двигателем сцепления разделяют на замкнутые и незамкнутые (фиг. 1). Замкнутые сцепления, если не воздействовать на привод, постоянно связаны с двигателем, т. е. находятся во включенном состоянии. Незамкнутые сцепления (например, центробежные) включаются только на время работы.

Сцепления замкнутого типа, широко применяемые на автомобилях, допускают торможение двигателем и пуск его путем буксировки автомобиля, без каких-либо дополнительных операций со стороны водителя.

Для большей наглядности рассмотрения некоторых признаков, характеризующих сцепление, воспользуемся уравнением, связывающим момент трения сцепления с его конструктивными параметрами:

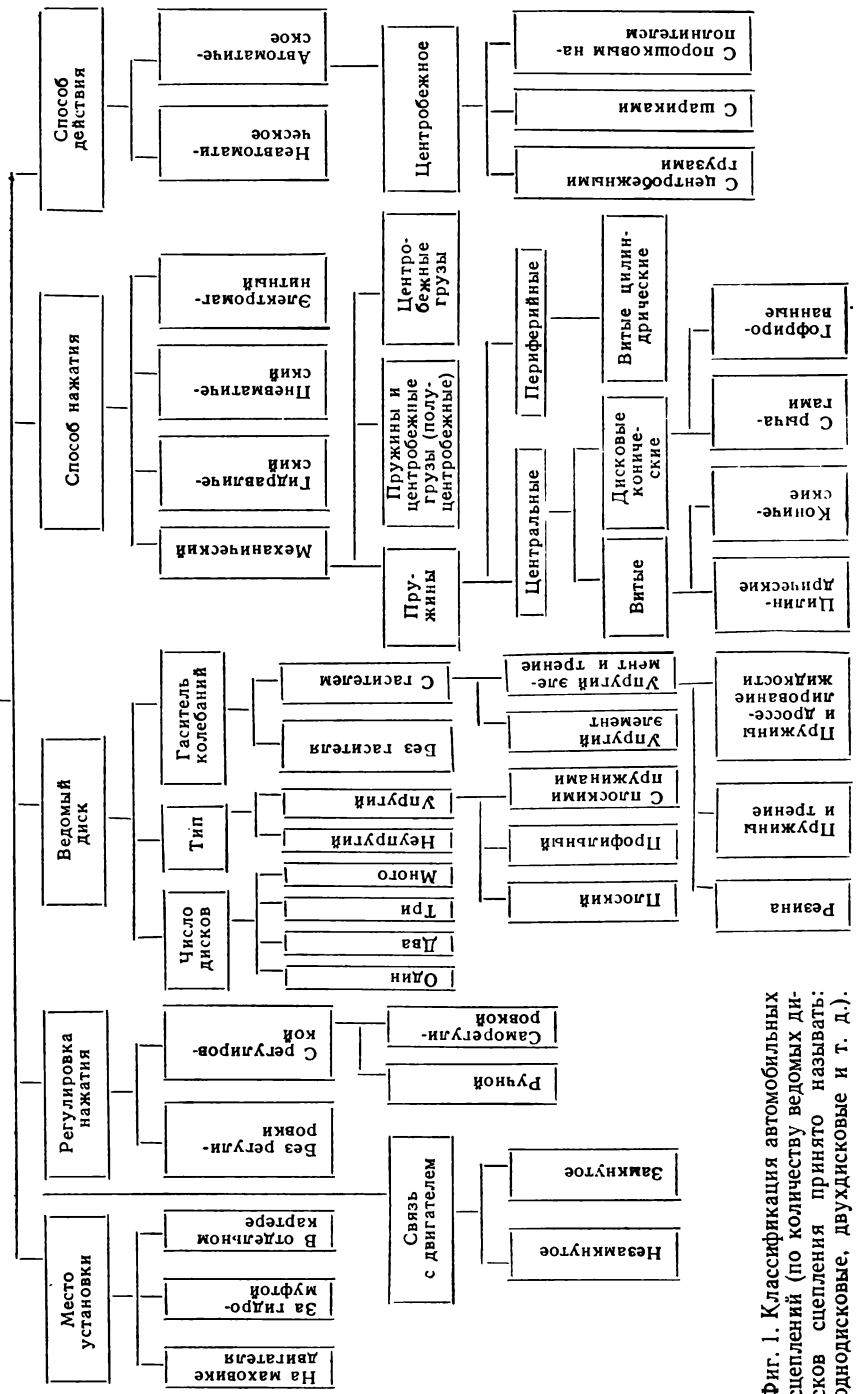
$$M_c = \beta \cdot M_{\max} = P \cdot R \cdot \mu \cdot i, \quad (1)$$

где M_c — момент трения;
 M_{\max} — максимальный крутящий момент двигателя;
 β — коэффициент запаса сцепления;
 P — нажимное усилие;
 R — средний радиус трения;
 μ — коэффициент трения;
 i — число поверхностей трения.

Как видно из этого уравнения, момент трения M_c зависит от нажимного усилия P , которое обычно создается пружинами.

По мере износа фрикционных колец изменяется величина сжатия пружин, а следовательно, и величина нажимного усилия. Для восстановления первоначальной величины момента трения на некоторых сцеплениях предусмотрена регулировка нажатия пружин. По методу регулировки нажатия сцепления разделяют на сцепления с ручной регулировкой и саморегулирующиеся.

Автомобильное сцепление



Фиг. 1. Классификация автомобильных сцеплений (по количеству ведомых дисков сцепления принято называть: однодисковые, двухдисковые и т. д.).

Величина момента трения M_c зависит не только от величины нажимного усилия, которое ограничено значением удельного давления, но и от числа поверхностей трения. Это привело к созданию сцеплений с несколькими ведомыми дисками, причем на каждом ведомом диске имеются две поверхности трения. Двух- и трехдисковые сцепления создаются на базе однодисковых сцеплений того же типа и образуют «семейство» сцеплений, выполненных по аналогичной конструктивной схеме.

При увеличении числа дисков более трех сцепление принимает другую конструктивную форму — многодискового сцепления. Оно характеризуется меньшим диаметром дисков, большей длиной всего механизма, неупругими ведомыми дисками и меньшими зазорами между дисками в выключенном состоянии. Число дисков многодисковых сцеплений зависит от величины передаваемого крутящего момента двигателя.

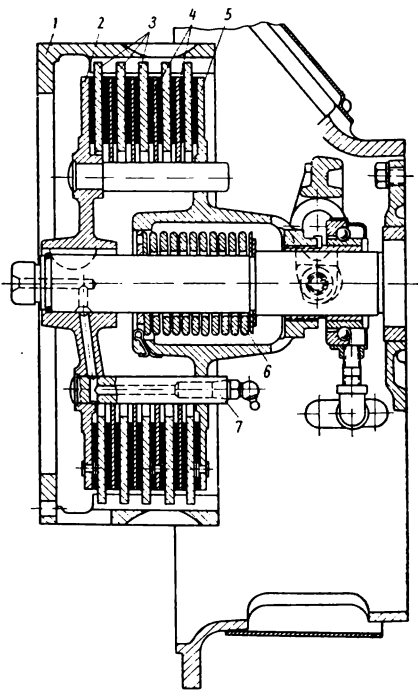
На фиг. 2 показано многодисковое сцепление, имеющее десять фрикционных колец.

Недостатками многодисковых сцеплений являются: трудность получения чистоты выключения, большая габаритная длина, больший ход выключения, плохие условия охлаждения и значительный момент инерции ведомых деталей. Поэтому в настоящее время многодисковые сцепления почти не применяются.

Ведомые диски разделяют на неупругие и упругие.

Упругий ведомый диск обеспечивает в процессе включения сцепления определенную деформацию в осевом направлении. Величина деформации упругого ведомого диска ограничивается максимально допустимым ходом наружного нажимного диска. Поэтому для двух- и трехдисковых сцеплений не применяют упругие диски со значительной величиной их упругой деформации.

Ведомые диски крепят к ступицам. Для двухдисковых сцеплений возможно два способа креплений: оба диска крепятся к одной ступице или каждый диск имеет ступицу. Так как во втором случае обеспечивается лучшая чистота выключения и происходит более равномерный износ фрикционных колец, то в последнее время перешли к конструкциям двухдисковых сцеплений с самостоятельными



Фиг. 2. Многодисковые сцепления фирмы Фуллер (1940 г.):

1 — ведущий барабан; 2 — передний ведомый диск; 3 — средние ведущие диски; 4 — средние ведомые диски; 5 — задний ведомый диск; 6 — нажимная пружина; 7 — палец ведомых дисков.

ступицами. При этом возможно применение ведомых дисков с гасителями колебаний; каждый ведомый диск имеет гаситель колебаний. В трехдисковых сцеплениях ведомые диски имеют отдельные ступицы.

Гасители колебаний используют двух основных типов: с упругим элементом и с упругим элементом и трением.

Упругий элемент снижает динамические нагрузки в силовой передаче при резких изменениях скоростного режима, а также уменьшает собственные частоты колебаний трансмиссии и выводит их из области возможного резонанса.

Вследствие большого диапазона изменения чисел оборотов коленчатого вала двигателя не представляется возможным полностью вывести частоты собственных колебаний из резонанса. При этом в резонанс попадают не главные гармоники тангенциальных сил двигателя, но такие, которые все же создают значительные дополнительные напряжения. В этом случае использование трения в гасителе колебаний дает значительное увеличение рассеивания энергии крутильных колебаний, уменьшение их амплитуд, а следовательно, и снижение напряжений [6].

В гасителях колебаний второго типа упругим элементом являются витые цилиндрические пружины, расположенные тангенциально в окнах ступицы и ведомого диска, а сухое трение реализуется между торцовыми поверхностями ступицы и диска. Эти гасители колебаний получили широкое применение в различных конструктивных исполнениях. Нажатие на диски сцепления может быть осуществлено механическим, гидравлическим, электромагнитным и пневматическим способами.

При механическом нажатии сцепление является самостоятельным механизмом, работа которого не связана с другими агрегатами; конструкция сцепления получается сравнительно простой не только в производстве, но и в эксплуатации.

Поэтому в настоящее время наибольшее распространение получили сцепления с механическим нажатием.

Механическое нажатие осуществляется либо только пружинами, либо совместно пружинами и центробежными силами грузов (полуцентробежные сцепления), либо только грузами (центробежные сцепления).

При гидравлическом нажатии должна быть установлена гидравлическая система, которая усложняет конструкцию. Кроме того, если гидравлическое устройство находится непосредственно около дисков, необходимо предотвратить попадание масла на поверхности трения.

Применение пневматического нажатия также вызывает усложнение конструкции.

При электромагнитном нажатии применяют электромагниты, питаемые от аккумуляторной батареи. В настоящее время электромагнитные сцепления в незначительном количестве используют на легковых автомобилях европейского производства (главным образом во Франции). Основным их преимуществом является автоматизация управления и возможность перехода на двухпедальное управление.

Для облегчения управления осуществляют автоматизацию процессов включения и выключения сцепления. Автоматизация управления может быть внесена в конструкцию сцепления или в конструкцию привода.

Автоматически действующие сцепления выполняют в виде центробежных сцеплений, электромагнитных и др. Центробежные сцепления применяют на некоторых типах легковых автомобилей и в автобусах в виде агрегата, устанавливаемого по желанию потребителя.

Распространению центробежных сцеплений препятствуют их существенные недостатки (невозможность торможения двигателем и пуск двигателя буксировкой автомобиля, а также некоторое усложнение конструкции). Устранение этих недостатков в некоторых случаях было достигнуто за счет еще большего усложнения и удорожания конструкции.

Во Франции разработана конструкция центробежного сцепления Gravina, рекомендуемая также и для грузовых автомобилей.

Приводы сцеплений по роду действия разделяют на неавтоматические и автоматические (фиг. 3).

При неавтоматическом приводе управление сцеплением производится непосредственно, а при автоматическом приводе управление сцеплением связывается с одним из других органов управления автомобилем (например, педалью управления дроссельной заслонкой или рычагом переключения передач). Таким образом, из органов управления автомобилем исключается педаль сцепления, что не только упрощает управление, но в значительной степени освобождает водителя от затраты мускульной силы. Неавтоматический привод может быть механическим, гидравлическим или пневматическим.

Наибольшее распространение, несмотря на сравнительно низкий к. п. д., получил механический привод, имеющий простую конструкцию и надежный в эксплуатации. Недостатком механического привода является трудность использования его при расположении сцепления далеко от места водителя (дистанционный привод), например, при заднем расположении двигателя на автобусах, когда приходится иметь длинные тяги, промежуточные опоры и рычаги. Механический привод должен быть сделан так, чтобы на его работу не влияли деформации рамы.

Гидравлический привод по сравнению с механическим имеет более высокий к. п. д. и легко может быть сделан дистанционным. Кроме того, на работу гидравлического привода не оказывают влияния деформации рамы или несущего кузова. Гидравлический привод несколько замедляет процесс включения сцепления при броске педали и тем смягчает включение.

Пневматический привод может быть использован в тех случаях, когда на автомобиле имеется установка для сжатого воздуха. Преимуществами пневматического привода являются возможность снижения усилия выключения сцепления до желаемой величины, легкость использования при дистанционном управлении и невосприимчивость

к деформациям рамы или кузова. Эти особенности пневматического привода делают его особенно ценным при применении на тяжелых грузовых автомобилях и автобусах.

Для уменьшения усилия выключения сцепления при неавтоматическом приводе иногда пользуются механическим, пневматическим



Фиг. 3. Классификация приводов автомобильного сцепления.

или гидравлическим усилителем. Механический усилитель, выполненный в виде «пружины-помощника», обеспечивает сравнительно небольшое уменьшение усилия.

Гидравлические и пневматические усилители создают желаемое вспомогательное усилие и обладают следящим действием, но вызывают усложнение конструкции.

Применение гидравлического усилителя целесообразно в тех случаях, когда на автомобиле имеется гидравлическая система, обслуживающая другие органы управления.

Пневматический усилитель также следует устанавливать на тех автомобилях, где он может быть включен в сеть уже имеющейся пневматической установки.

Вакуумные усилители, использующие разрежение во впускном трубопроводе двигателя, получили довольно значительное распространение на легковых автомобилях и некоторых грузовых автомобилях малого и среднего литража вследствие простоты и надежности в работе.

Идея автоматического привода сцепления заключается в том, что действия его связываются с одним из органов управления автомобилем (например, с педалью дроссельной заслонки, рычагом переключения передач). Таким образом, из органов управления автомобилем исключается педаль сцепления, что не только упрощает управление, но в значительной степени освобождает водителя от затраты мускульной силы.

Автоматический привод может быть вакуумным, пневматическим, гидравлическим или электрическим.

Вакуумный привод не всегда полностью автоматизирует управление сцеплением, что вынуждает сохранять педаль сцепления, которая используется при трогании с места (для более плавного разгона) и в случае необходимости выключения сцепления при неработающем двигателе. На грузовых автомобилях вакуумный привод не получил распространения.

Пневматический автоматический привод используется на автомобилях, имеющих пневматическую установку. Этот привод позволяет полностью автоматизировать управление сцеплением и может быть выполнен меньших габаритных размеров, чем вакуумный привод.

Гидравлический привод также позволяет полностью автоматизировать процесс управления сцеплением.

Несмотря на снижение утомляемости водителя при применении автоматических приводов, они практически не применяются на грузовых автомобилях, что может быть объяснено тем, что автоматизация управления сцеплением связывается с автоматизацией других органов управления. Автоматизация же других органов управления вследствие усложнения конструкции, эксплуатации и производства и повышения первоначальной стоимости автомобиля пока не применяется на грузовых автомобилях.

ПРИНЦИПАЛЬНЫЕ СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ ДИСКОВЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

Большое влияние на конструкцию дискового сцепления с механическим нажатием оказывает расположение нажимных пружин. Нажимные пружины могут быть периферийными или центральными. Периферийные нажимные пружины, в зависимости от их числа, располагаются на одной или нескольких окружностях на равных расстояниях между собой. Периферийные пружины делаются цилиндрическими. У центрально расположенных нажимных пружин ось пружины совпадает с осью вала сцепления. Последние пружины могут быть витыми (цилиндрическими, коническими, параболическими) или коническими дисковыми.

При периферийном расположении нажимных пружин их усилие непосредственно передается на нажимной диск. Необходимая равномерность прижатия фрикционных колец к рабочей поверхности достигается установкой определенного числа нажимных пружин. Число пружин зависит также от наружного диаметра нажимного диска:

Наружный диаметр фрикционного кольца D в мм	Число нажимных пружин z
До 200	6
200—280	9—12
280—380	12—18
380—450	18—30 и более

На отечественных автомобилях ГАЗ-51 наружный диаметр фрикционного кольца $D = 251$ мм, а число пружин $z = 9$; на автомобилях ЗИЛ-150 и ЗИЛ-151 $D = 280$ мм, а $z = 12$.

Величина нажимного усилия зависит от числа нажимных пружин и их усилия. Для изменения нажимного усилия обычно увеличивают или уменьшают как число пружин, так и их усилие, что позволяет унифицировать размеры пружин.

На фиг. 4 показана конструкция сцепления, допускающая установку различного числа одинаковых нажимных пружин (например, 15; 18 или 21 пружина). Таким образом создается возможность подбора сцепления по необходимому моменту трения и значительно сокращается номенклатура нажимных пружин.

Число отжимных рычагов, устанавливаемых в сцеплении, зависит от размеров нажимных дисков.

Для малых и средних диаметров нажимных дисков устанавливаются три и реже четыре отжимных рычага, а для больших диаметров — шесть отжимных рычагов. Нажимные пружины располагают симметрично относительно отжимных рычагов.

Увеличение числа нажимных рычагов нежелательно вследствие затруднения регулировки зазора a между концами рычагов и подшипником выключения (фиг. 6).

Однодисковые сцепления, аналогичные по конструкции сцеплению автомобиля ГАЗ-51, приведенному на фиг. 5, но с четырьмя отжимными рычагами, показаны на фиг. 6.

Плавность включения в этих сцеплениях достигается применением упругих ведомых дисков. Для уменьшения потерь на трение отжимные рычаги устанавливаются на игольчатых подшипниках. Для лучшего отвода тепла в кожухе сцепления имеются большие вентиляционные окна.

Недостатком этих сцеплений является невозможность регулировки нажимного усилия, что приводит к его уменьшению по мере износа фрикционных колец. Отсутствие регулировки заставляет выбирать несколько большее первоначальное значение коэффициента запаса сцепления β .

В сцеплениях с центральной нажимной пружиной в передаче усилия участвует рычажная система, которая используется также и для управления сцеплением. Нажимные рычаги в этом случае могут быть жесткими или упругими. При упругих нажимных рычагах повышается плавность включения сцепления, что особенно важно для двух- и трехдисковых сцеплений, где затруднено применение упругих ведомых дисков со значительными осевыми деформациями. Сцепления с упругими нажимными рычагами устанавливаются на отечественных автомобилях ЯАЗ и МАЗ.

На фиг. 7 и 8 показаны распространенные типы сцеплений с центрально расположенными нажимными пружинами, отличающиеся конструкцией и числом нажимных рычагов. На фиг. 7 показано сцепление с жесткими рычагами, а на фиг. 8 — с упругими.

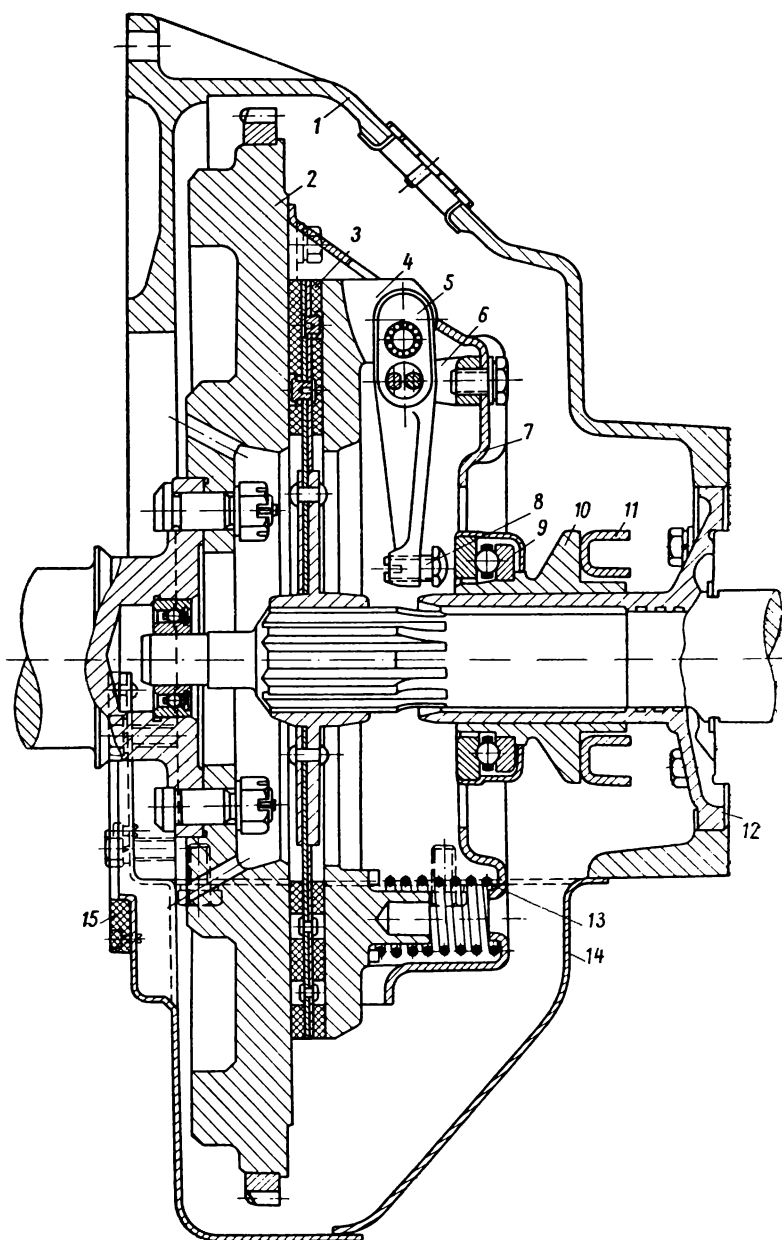
Конструкция сцепления с центральной пружиной, используемого на автомобилях МАЗ-200, показана на фиг. 9.

В сцеплении, приведенном на фиг. 10, применены пружинящие нажимные рычаги второго рода. Рычаги второго рода позволяют при той же длине иметь несколько большее передаточное число, чем при применении рычагов первого рода. Для повышения упругости рычаги имеют форму вилки. При выключении сцепления отводка

Фиг. 4. Сцепление, допускающее установку различного числа нажимных пружин.

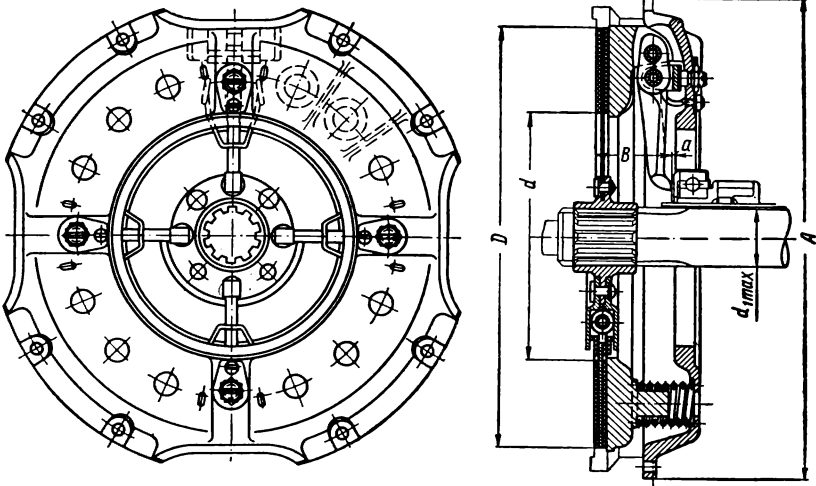
2 Малаховский и Лапин 711

17



Фиг. 5. Сцепление автомобиля ГАЗ-51:

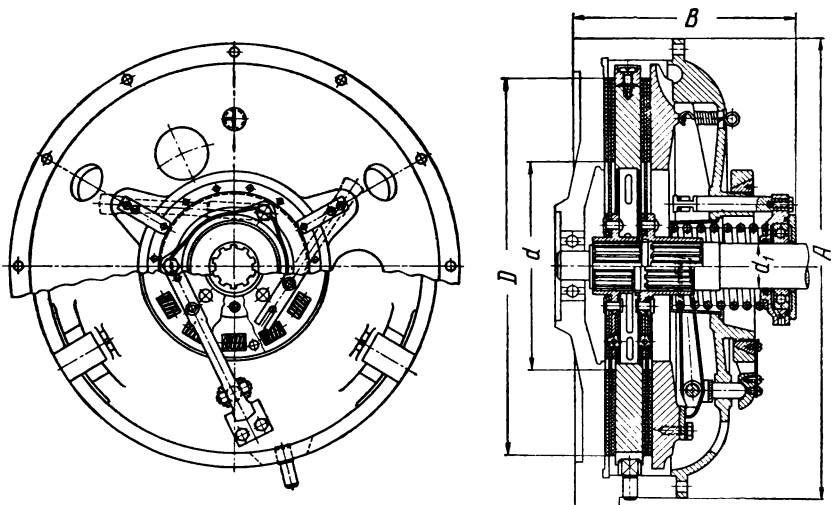
1 — картер (верхняя половина); 2 — маховик; 3 — ведомый диск в сборе; 4 — нажимной диск; 5 — отжимной рычаг; 6 — опора отжимного рычага в кожухе; 7 — кожух; 8 — регулировочный винт отжимного рычага; 9 — подшипник; 10 — отводка; 11 — вилка отводки; 12 — фланец ведущего вала коробки передач; 13 — нажимная пружина; 14 — картер (нижняя половина); 15 — уплотнение.



Фиг. 6. Однодисковые сцепления с периферийным расположением нажимных пружин фирмы Фихтель и Сахс:

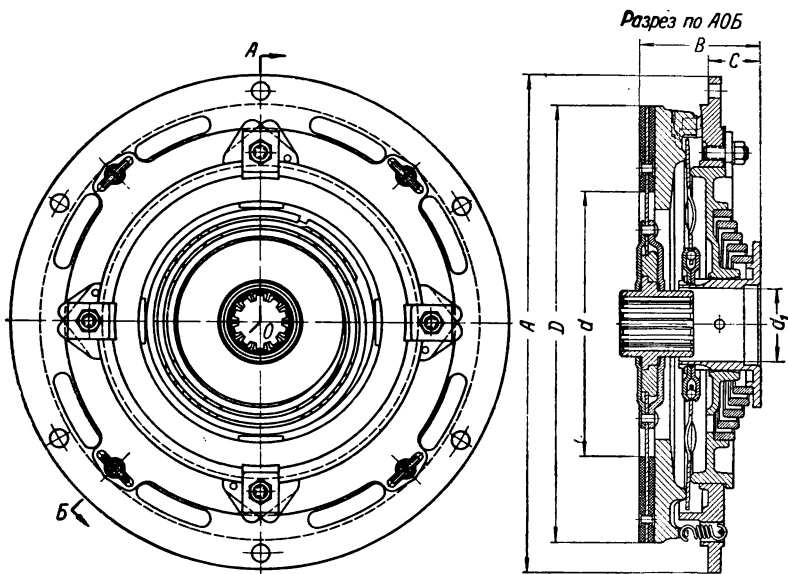
Модель	Максимальный крутящий момент двигателя в кгм		Размеры в мм					Вес в кг
	Рекомендуемый	Предельный	A	D	d	B	d_{1max}	
622K/Z	22	26	290	250	155	50	32	10
630K	30	38	320	280	165	52	40	13,5
638K	38	48	360	310	175	54	42	20
650K	50	62	390	350	195	66	45	28
670K	70	84	430	380	200	70	45	35
690K R	90	108	470	420	220	75	54	45

Сцепления поставляются с ведомыми дисками как без гасителя колебаний (верхняя половина чертежа), так и с гасителем колебаний (нижняя половина чертежа).



Фиг. 7. Сцепление с центральной цилиндрической нажимной пружиной фирмы Фихтель и Сахс:

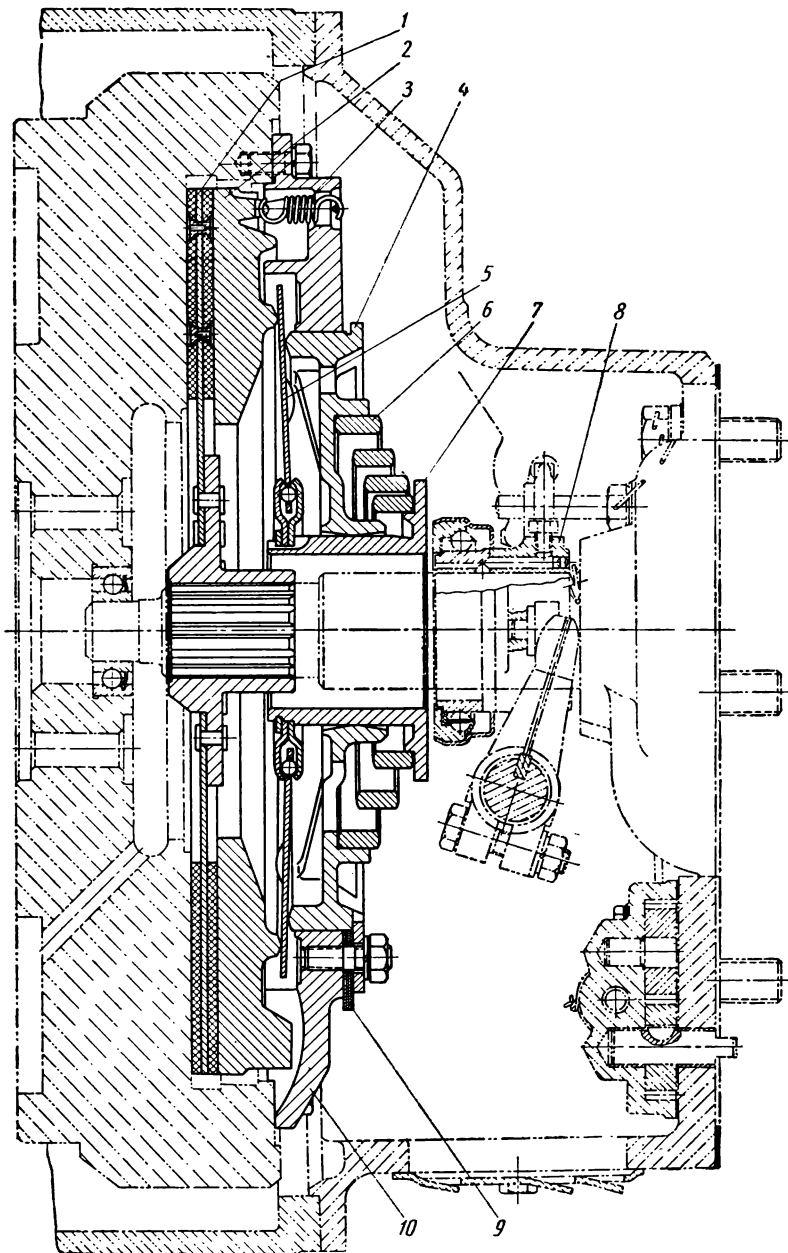
Модель	Максимальный крутящий момент двигателя в кгм		Размеры в мм					Вес в кг
	Рекомендуемый	Предельный	A	D	d	B	d ₁	
LA50 LA70	Одноступенчатые		395 425	350 380	195 200	142 147	45 45	28 35
	50	65						
LA2/50HG LA2/70HG	Двухступенчатые		425 460	350 380	195 200	177 188,5	45 51	46 59
	90	110						
Сцепления поставляются как с гасителем колебаний, так и без гасителя колебаний.								



Фиг. 8. Однодисковые сцепления с центральной конической нажимной пружиной и упругими рычагами фирмы Лайп:

Модель	Максимальный крутящий момент двигателя в кгм		Размеры в мм						Вес в кг	Передаточное число рычагов
	Рекомендуемый	Предельный	A	D	d	B	C	d ₁		
Z34-S	28	35	346	302	184	84	36,5	50,8	18	5,3
Z30-S	35	43	370	327	184	84	37,2	50,8	21,5	6,275
Z32-S	37	48	395	352	184	85,7	39,7	50,8	26	6,478
Z42-S	55	61	425	381	203	92	49,2	63,5	33	6,57
Z42-SX	64	75	425	381	203	93,7	49,2	63,5	33	8

Примечание. Сцепление Z32-S по конструкции и основным размерам аналогично сцеплению автомобиля МАЗ-200, а сцепление Z32-S — сцеплению автомобиля ЯАЗ-210. Рекомендуемый коэффициент запаса $\beta = 1,5$, что достигается установкой различных нажимных пружин.



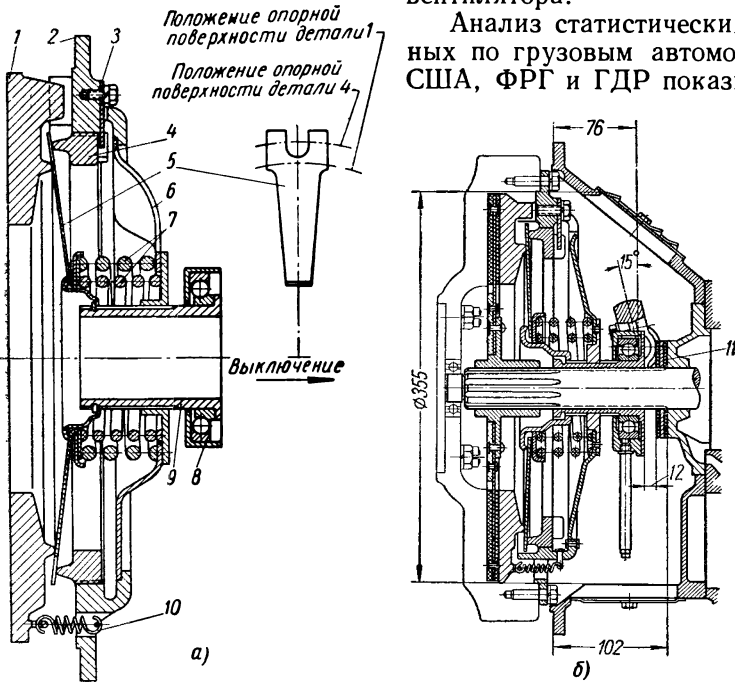
Фиг. 9. Однодисковое сцепление автомобиля МАЗ-200:

1 — ведомый диск; 2 — нажимной диск; 3 — оттяжная пружина; 4 — фланец; 5 — упругие рычаги; 6 — нажимная пружина; 7 — втулка; 8 — отводка; 9 — регулировочные прокладки; 10 — кожух.

перемещается не в сторону двигателя, как обычно, а в сторону коробки передач.

Для более интенсивного охлаждения трущихся поверхностей в специальном диске 6 (фиг. 10, а) сделаны вентиляционные отверстия, перегородки между которыми выполнены в виде лопастей вентилятора.

Анализ статистических данных по грузовым автомобилям США, ФРГ и ГДР показывает,



Фиг. 10. Однодисковое сцепление с пружинящими нажимными рычагами (второго рода):

а — с усиленной вентиляцией; б — без усиленной вентиляции; 1 — нажимной диск; 2 — кожух; 3 — стопорная пластина; 4 — регулировочное кольцо; 5 — пружинящий нажимной рычаг; 6 — диск кожуха; 7 — нажимные пружины; 8 — упорный подшипник; 9 — втулка отводки; 10 — оттяжная пружина; 11 — предохранительные (от соприкосновения с картером) кольца.

что сцепления с периферийно расположенными пружинами обычно применяют для передачи крутящих моментов двигателя, не превышающих 40—45 кгм (при установке 9—12 нажимных пружин). Для передачи больших крутящих моментов используют сцепления с центральной нажимной пружиной (табл. 1).

При центральном расположении пружины легче получить необходимое значение момента трения (при ограниченных габаритах сцепления), зависящего не только от усилия нажимной пружины, но и от передаточного числа нажимных рычагов. Кроме того, в таком сцеплении можно регулировать момент трения, что позволяет уменьшить коэффициент запаса и, следовательно, снизить величину нажимного усилия и усилие для выключения сцепления.

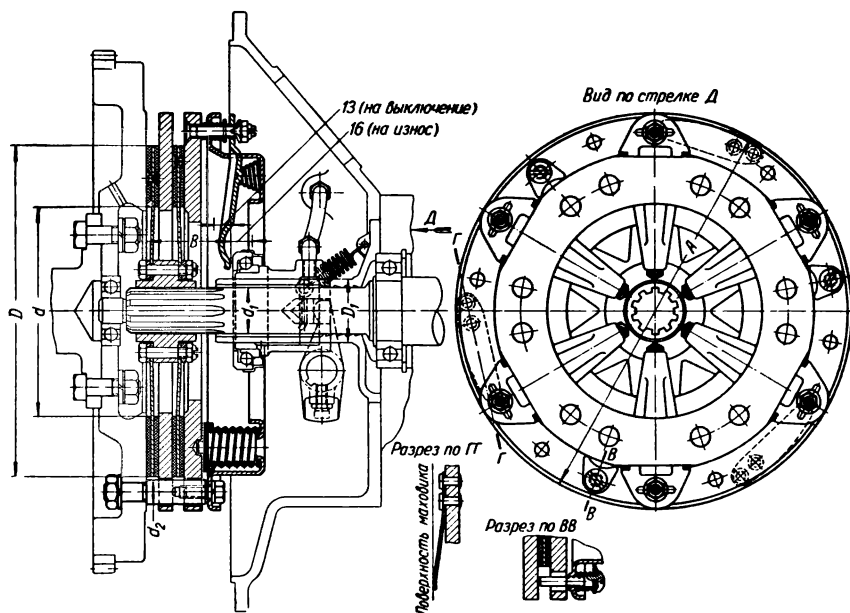
Таблица 1

Данные по установке сцеплений с различным расположением нажимных пружин на основных типах грузовых автомобилей ФРГ

Фирма	Марка автомобиля	Грузоподъемность в т	Полный вес в кг	Двигатель			Фрикционное кольцо		Число ведомых дисков	Расположение нажимных пружин
				Максимальная мощность в л. с.	Число оборотов в минуту при максимальной мощности	Максимальный крутящий момент в кг·м	Наружный диаметр в мм	Внутренний диаметр в мм		
Боргвард	B2000	2	4 085	60	2600	20,3	250	155	1	Периферейное
	B4000	4	7 500	95	2400	31,5	280	165	1	То же
Бюссинг	4000	4	8 700	106	2600	33	310	175	1	„
	8000	8	16 000	190	1600	90	350	195	2	Центральное
	12000	12	24 000	210	1600	100	380	200	2	То же
Даймлер-Бенц	L3500	3,5	7 000	90	2800	27	280	165	1	Периферейное
	LA4500	4,5	8 100	90	2800	27	280	165	1	То же
	L6600	7,2	13 250	145	2100	55	350	195	1	Центральное
Фаун	L8/56	8	16 000	180	1800	82	350	195	2	То же
	F603	10,5	20 100	130	2250	45	350	195	1	„
Ганомат	L28/2,5	2,5	4 400	50	2800	15,5			1	Периферейное
Геншель Крупп	HS100E	4,7	8 700	100	2400	33	310	175	1	То же
	L55	6	11 850	110	1700	51	350	195	2	Центральное
Ман	Гигант	20		210	1700	100	350	195	2	То же
	515L1	5	10 200	115	2000	45	350	195	1	„
	F8	8,3	16 000	180	2000	70	380	200	1	„

Повышение момента трения сцепления возможно путем увеличения диаметра фрикционных колец или увеличения числа ведомых дисков. Увеличение диаметров фрикционных колец ограничивается как габаритными размерами маховиков двигателей, так и тем, что с ростом момента трения (вследствие увеличения размеров кольца и нажимного усилия) возрастает усилие для выключения сцепления. Сохранение определенной величины усилия для выключения сцепления возможно при увеличении передаточного числа привода, но в этом случае нужно увеличивать ход педали, что недопустимо по физическим возможностям водителя. Уменьшение усилия выключения сцепления может быть получено за счет установки усилителя. Некоторые фирмы принимают максимальное значение диаметра фрикционного кольца равным 380 мм (15''), а другие 420—430 мм (17''). На отечественных автомобилях максимальное значение диаметра фрикционного кольца не превышает 380 мм.

Такие большие диаметры фрикционных колец позволяют использовать однодисковые сцепления для передачи весьма значительных крутящих моментов двигателей, чем и объясняется их широкое распространение в автомобилестроении.



Фиг. 11. Двухдисковое сцепление фирмы Лонг с периферийными нажимными пружинами и отжимными рычагами на ножевых опорах:

Модель сцепления	Максимальный крутящий момент двигателя в кгм	Размеры в мм *						Вес в кг	Переда- точное число рычагов
		A	D	d	B	d_1^{**}	d_2		
29A	31	296	248	159	63,5	38	18,5	15	4,50
31A	41	330	280	165	63,5	38	18,5	21,5	4,50

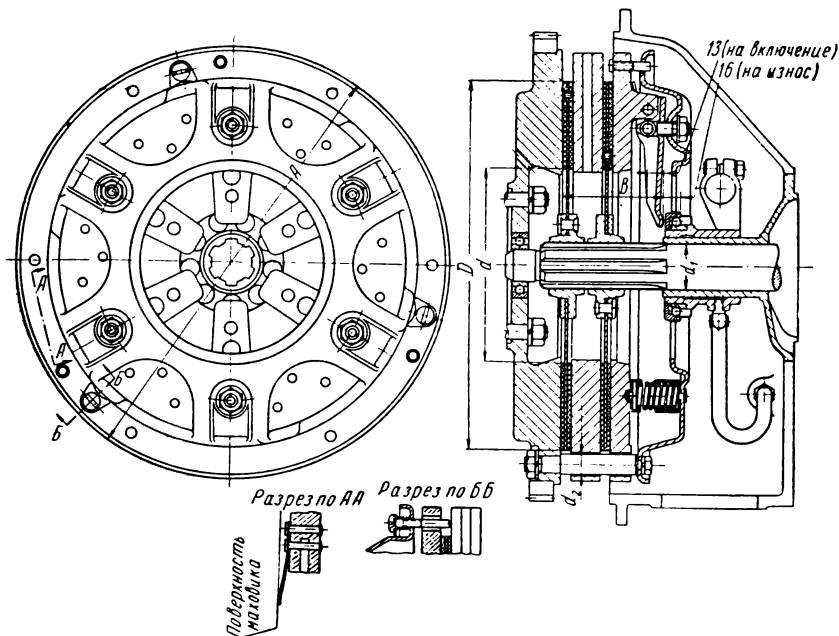
* При переводе размеров в метрическую систему они округлены.
 ** Наружный диаметр шлицев; указано минимальное значение для d_1 .

Примечания: 1. Сцепление 31A по конструкции и основным размерам аналогично сцеплению автомобиля ЗИЛ-150.
 2. Размеры D_1 указаны в табл. 45.

Повышение момента трения путем увеличения числа ведомых дисков (двух- и трехдисковые сцепления) не вносит изменений в принципиальную схему сцепления, а требует лишь некоторого увеличения числа однотипных деталей.

Незначительные конструктивные усложнения вызываются необходимостью принудительного перемещения внутренних нажимных дисков для обеспечения чистоты выключения.

На фиг. 11—13 показаны двухдисковые сцепления, аналогичные по конструктивным схемам однодисковым сцеплениям, приведенным на фиг. 6 и 8.



Фиг. 12. Двухдисковое сцепление фирмы Лонг с периферийными пружинами и с каналами охлаждения в среднем нажимном диске;

для модели сцепления 34D:
 максимальный крутящий момент двигателя 76 кгм; $A = 410$ мм; $D = 350$ мм; $d = 184$ мм;
 $B = 93,5$ мм; $d = 18,5$ мм; минимальный наружный диаметр шлицев $d_1 = 44,5$ мм; вес
 44 кг; передаточное число рычагов 5.

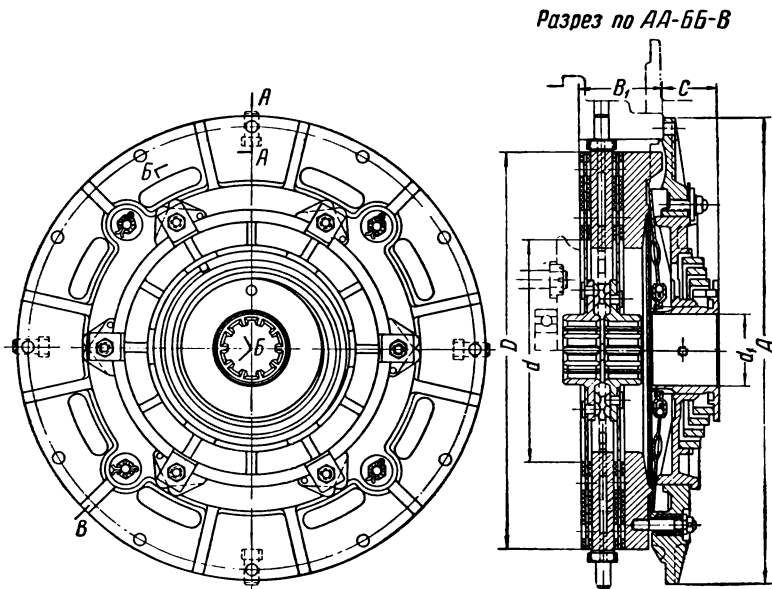
На фиг. 14 приведено сцепление автомобиля ЗИЛ-150.

Двух- и трехдисковые сцепления применяют главным образом на автомобилях с двигателями, имеющими крутящие моменты более 60—70 кгм.

На отечественных автомобилях двухдисковые сцепления, идентичные по своей конструкции с однодисковым сцеплением МАЗ-200, применяют на большегрузных автомобилях-самосвалах МАЗ-525 (фиг. 15).

Многодисковые сцепления применяются в настоящее время в единичных случаях.

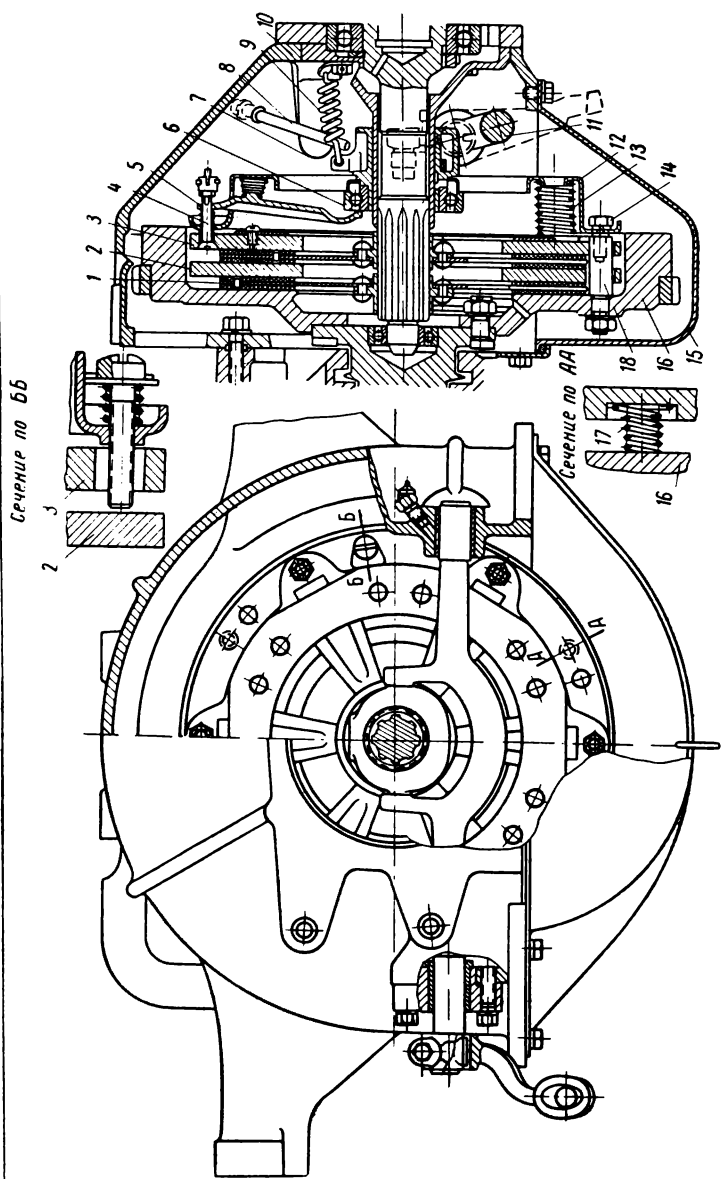
Вес сцепления является функцией наружного диаметра фрикционного кольца и сравнительно мало зависит от конструктивного



Фиг. 13. Двухдисковое сцепление фирмы Лайп с центральной конической нажимной пружиной:

Модель	Максимальный крутящий момент двигателя в кгм		Размеры в мм						Вес в кг	Передачное число рычагов
	Рекомендуемый	Предельный	A	D	d	B_1^*	C	d_1		
Z37-S	—	80	397	327	184	74,5	46	63,5	41	5,00
Z54-S	—	95	397	352	184	74,5	48	63,5	44	5,54
Z38-S	110	145	425	368	203	74,5	48	63,5	47	6,90

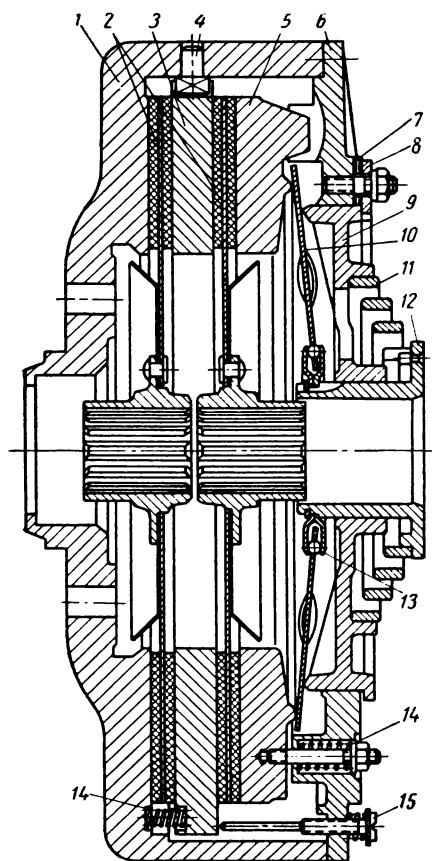
* $B = B_1 + C$ — расстояние от поверхности маховика до торца втулки, на который давит подшипник при включении сцепления (см. фиг. 6 — 8 и 11).



Фиг. 14. Сцепление автомобиля ЗИЛ-150:

1 — ведомый диск; 2 — средний нажимной диск; 3 — наружный нажимной диск; 4 — винт рычага выключения сцепления; 5 — отжимной рычаг; 6 — подшипник отводки; 7 — отводка; 8 — трубка для смазки; 9 — оттяжная пружина; 10 — картер (верхняя часть); 11 — вилка выключения; 12 — кожух; 13 — нажимная пружина; 14 — болт; 15 — картер (нижняя часть); 16 — маховик; 17 — отжимная пружина среднего нажимного диска; 18 — ведущий палец.

выполнения сцепления. В табл. 2 приведены весовые данные для сцеплений нескольких фирм, а на фиг. 16 показана зависимость веса сцепления $G_{сц}$ и рекомендуемого максимального крутящего момента двигателя M_{max} от наружного диаметра D фрикционного кольца для однодисковых и двухдисковых сцеплений грузовых автомобилей (по данным фирмы Лонг).

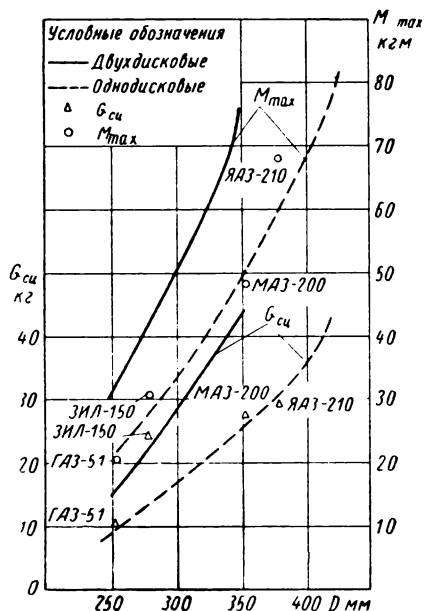


Фиг. 15. Двухдисковое фрикционное сцепление автомобиля-самосвала МАЗ-525:

1 — ведущий диск; 2 — ведомые диски; 3 — средний нажимной диск; 4 — шпонка; 5 — нажимной диск; 6 — кожух; 7 — регулировочные шайбы; 8 — шайба; 9 — фланец нажимной пружины; 10 — пружинящий нажимной рычаг; 11 — нажимная пружина; 12 — втулка; 13 — обойма шариков; 14 — отжимные пружины; 15 — упор среднего нажимного диска.

по отечественным автомобилям с данными графика. Единственное отступление от графика имеется по сцеплению автомобиля ЗИЛ-150, для размеров фрикционных колец которого (наружный диаметр равен 279 мм) рекомендуется максимальный крутящий момент двигателя 42 кгм.

На том же графике отмечены треугольниками и кружками эти



Фиг. 16. Зависимость веса сцепления $G_{сц}$ без механизма привода и максимального крутящего момента двигателя M_{max} от наружного диаметра D фрикционного кольца.

данные по двигателям и сцеплениям отечественных грузовых автомобилей. Следует указать на весьма близкое совпадение данных

Таблица 2

Вес сцеплений выпуска 1950—1954 гг.

Тип сцепления	Расположение нажимных пружин	Фирма	Вес сцепления в кг					
			Наружный диаметр фрикционного кольца в мм					
			250	280	310	350	380	400
Однодисковые	Периферийное	Лонг	9,5 (9,5)	13,5 (10,8)	17 (18)	27,5 (27,5)	—	—
	Центральное	Фихтель и Сахс	9,5	11	18	27,5	33	34
			—	—	—	28	35	—
		Лайп	—	—	18 (18)	26 (27)	33 (31)	—
Двухдисковые	Периферийное	Лонг	15	20	—	45	—	—
	Центральное	Фихтель и Сахс	—	—	—	46	59	—
			Лайп	—	—	—	44	47

Примечание. В скобках приведены данные для сцеплений выпуска 1935 г.

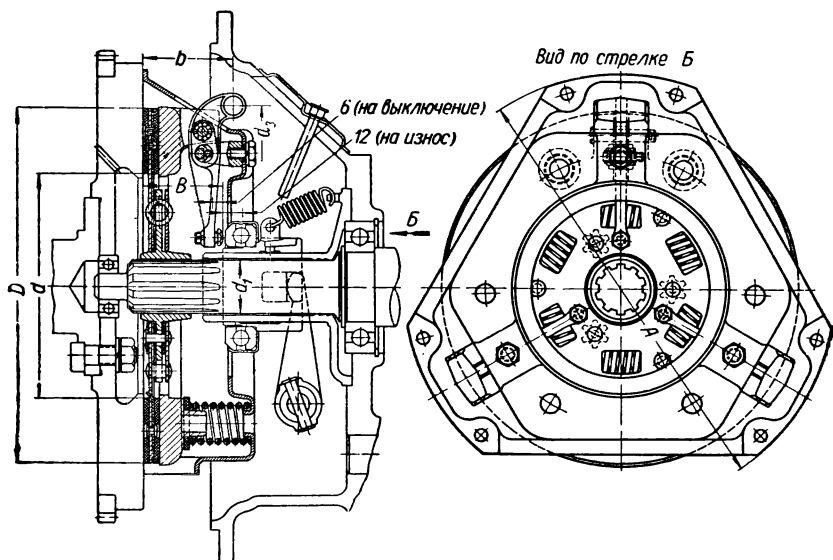
Несмотря на то, что применение одно- и двухдисковых сцеплений началось около 25 лет тому назад, принципиальные схемы и конструктивные формы деталей к тому времени были настолько хорошо отработаны, что практически сохранились и до настоящего времени. Конструктивные улучшения были направлены на повышение срока службы, а технологические — на снижение стоимости. Одним из показателей известной стабильности конструкции является ее вес.

Из рассмотрения табл. 2 видно, что веса сцеплений, отнесенные к размерам колец, начиная с 1935 г. не претерпели изменений. Вместо однодисковых сцеплений с наружным диаметром обшивки 400 мм в то время для передачи больших моментов трения использовались двухдисковые и многодисковые сцепления.

Стремление облегчить управление автомобилем, повысить плавность его трогания с места и устранить возможность пробуксовки сцепления при больших числах оборотов коленчатого вала двигателя привело к созданию полцентробежных сцеплений, в которых нажимное усилие создается как пружинами (более слабыми), так и центробежными усилиями грузов, причем конструкция центро-

бежного нажимного механизма не влияет на принципиальную схему сцепления.

В этих сцеплениях на наружном удлиненном конце рычага выключения имеется небольшой груз (фиг. 17), который при вращении создает дополнительное усилие, действующее на нажимной диск. На фиг. 18 показано изменение нажимного усилия в зависимости



Фиг. 17. Полуцентробежные сцепления фирмы Лонг:

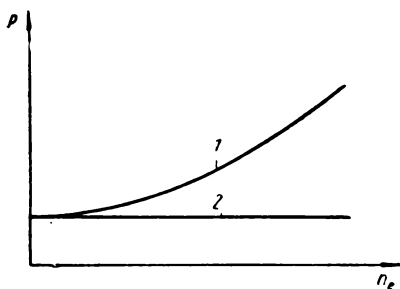
Модель	Максимальный крутящий момент двигателя в кгм			Размеры в мм							Вес в кг
	Легковые автомобили	Грузовые автомобили	Автобусы	A	D	d	B	d ₁ не менее	d ₂	b	
9CF	23	18,5	—	280	228	146	51	35	116	57	—
9 ¹ / ₂ CF	25,5	20,5	—	292	242	152	51	38	116	57	—
10CF	31	22	18	305	254	152	51	38	127	62	9,5
11CCF	38	25,5	23,5	330	280	165	51	38	127	62,5	13,5

от числа оборотов коленчатого вала двигателя. В полуцентробежных сцеплениях усилие нажимных пружин примерно на 30% меньше, чем в обычных пружинных сцеплениях таких же размеров. Это позволяет уменьшить затрату физических усилий для выключения сцепления на малых оборотах и для удержания сцепления в выключенном состоянии. Однако выключение полуцентробежного сцепления на больших оборотах требует затраты значительных усилий.

По этим причинам полуцентробежные сцепления изготовляют однодисковыми и применяют только на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой грузоподъемности, а также на автобусах малой вместимости.

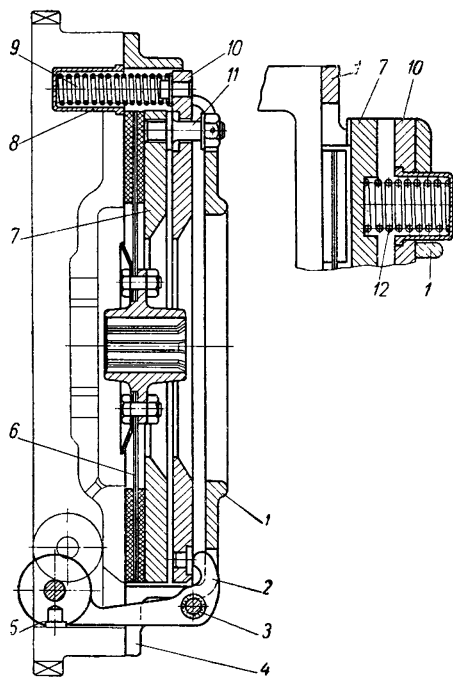
Полуцентробежное сцепление применялось до 1952 г. на автомобиле ГАЗ-51. Однако вследствие того, что в тяжелых дорожных условиях эти сцепления имели склонность к пробуксовке, от них отказались. Повышение же коэффициента запаса β увеличением усилия пружин лишило бы такое сцепление его преимуществ.

К автоматически действующим сцеплениям принадлежат центробежные сцепления, у которых процесс включения и выключения обычно связывается с режимом работы двигателя. При неработающем двигателе сцепление выключено, а в интервале определенных чисел оборотов коленчатого вала включается; при этом для включения сцепления используются центробежные усилия грузов, расположенных на определенном плече.



Фиг. 18. Характер изменения нажимного усилия P в зависимости от числа оборотов коленчатого вала двигателя n_e в полуцентробежных сцеплениях:

1 — суммарное нажимное усилие (пружины и грузы); 2 — нажимное усилие пружин.



Фиг. 19. Центробежное сцепление типа Ньютон:

1 — кожух; 2 — рычаг груза; 3 — ось рычага груза; 4 — маховик; 5 — груз; 6 — ведомый диск в сборе; 7 — нажимной диск; 8 — обойма пружины; 9 — оттяжная пружина; 10 — отжимной диск; 11 — палец отжимного диска; 12 — нажимная пружина.

К недостаткам центробежных сцеплений относятся невозможность пуска двигателя буксировкой автомобиля, невозможность движения «накатом» (за счет сцепления) и торможения двигателем, непригодность для движения с малой скоростью на прямой передаче и более высокий тепловой режим (вследствие более длительной пробуксовки).

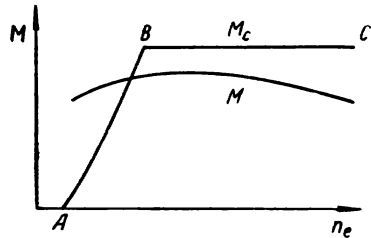
Некоторые из этих недостатков центробежного сцепления могут быть исключены путем усложнения конструкции введением дополнительных устройств.

Одна из наиболее распространенных принципиальных схем центробежных сцеплений показана на фиг. 19 (слева). К маховику 4

двигателя крепится кожух 1, в котором на оси 3 установлен рычаг 2, несущий на более длинном своем конце груз 5. Между кожухом и нажимным диском 7 установлены нажимные пружины 12 (фиг. 19 справа).

Отжимной диск 10 с помощью пальцев 11 связан с нажимным диском 7. В отжимной диск 10 упираются пружины 9 (находящиеся в обойме), усилия которых больше усилий нажимных пружин, что заставляет отжимной диск, а вместе с ним и нажимной диск отходить от ведомого диска 6. Для включения сцепления служат рычаги 2 с грузами 5 (число которых зависит от размеров сцепления). При вращении сцепления грузы под влиянием центробежных сил расходятся и рычаги, создавая давление на отжимной диск, отводят его влево, освобождая нажимные пружины, которые и прижимают нажимной диск к ведомому диску. При неработающем двигателе сцепление выключено.

На фиг. 20 приведена характеристика работы сцепления. При достижении двигателем определенных оборотов (точка А) сцепление начинает включаться. Центробежные грузы по мере повышения числа оборотов коленчатого вала двигателя преодолевают усилие пружин 9 (фиг. 19). В точке В (фиг. 20) грузы 5 упираются в маховик и нажимное усилие, создаваемое только пружинами 12, будет постоянным (прямая ВС).



Фиг. 20. Характеристика работы центробежного сцепления типа Ньютон:

M_c — момент трения сцепления; M — крутящий момент двигателя; n_e — число оборотов коленчатого вала двигателя.

В последнее время во Франции появились конструкции центробежных сцеплений модели Гравина, рекомендуемые для установки на все типы автомобилей.

Конструкция однодискового сухого сцепления Гравина при полностью включенном состоянии показана на фиг. 21, а и в выключенном состоянии — на фиг. 21, б [28].

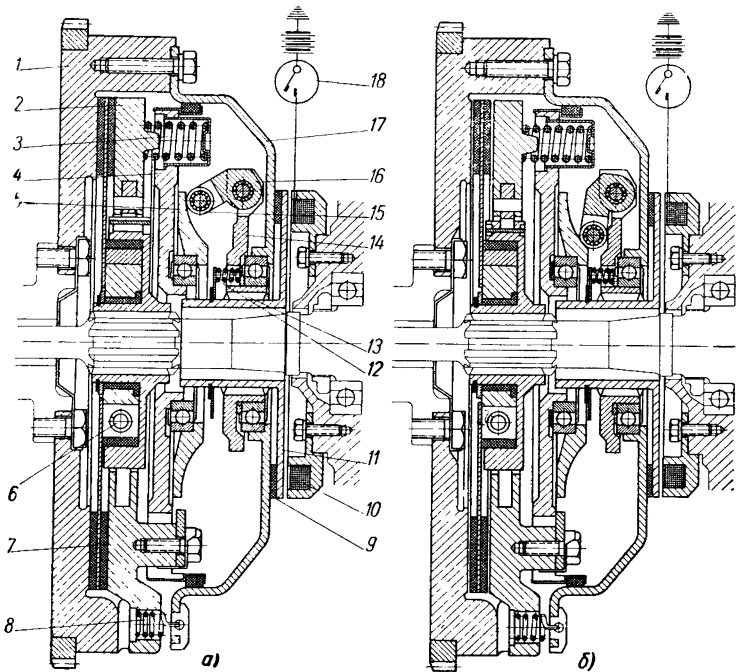
Собственно сцепление (основное) однодисковое сухое. Нажимное усилие создается пружинами 3, действующими на нажимной диск 2, который прижимает ведомый диск 7 к маховику 1 двигателя. Отжимной диск 4, в который упираются нажимные пружины 3, под действием центробежных усилий грузов 16 может перемещаться в осевом направлении. Центробежные грузы 16, свободно установленные на опорном диске 14, опираются через подшипник качения 15 в чашку 5.

Опорный диск 14 установлен на шлицах 13 и центрируется по внутреннему кольцу шарикоподшипника, который вмонтирован в кожух сцепления 17.

Дополнительное сцепление состоит из диска 11, связанного со втулкой, имеющей шлицы 13. Нажимное усилие создается нажимными пружинами 12 дополнительного сцепления, прижимаю-

шими диск 11 с закрепленным на нем фрикционным кольцом 9 к кожуху 17 сцепления. Таким образом, дополнительное сцепление во включенном состоянии вращается вместе с маховиком 1.

На картере коробки передач против дополнительного сцепления неподвижно закреплен электромагнит 10.



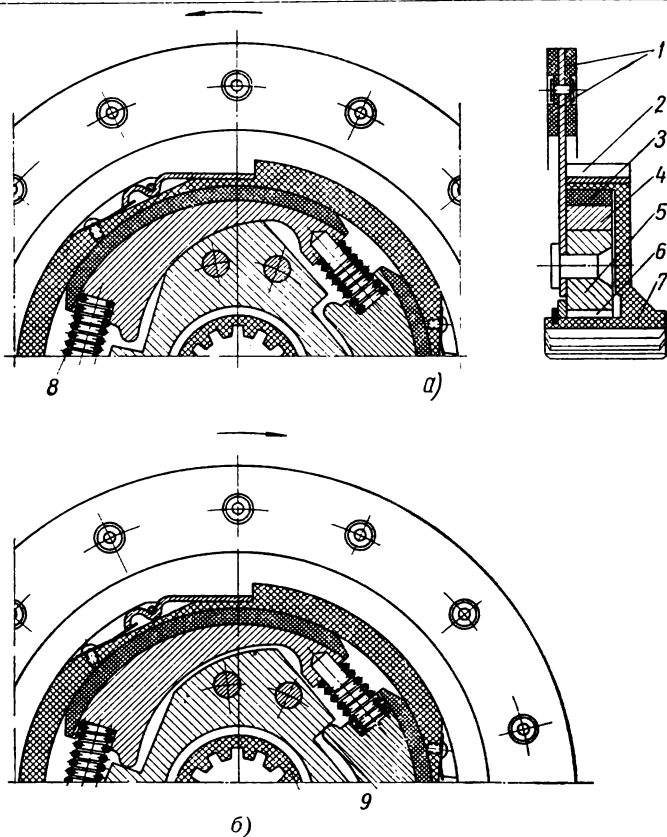
Фиг. 21. Однодисковое сухое центробежное сцепление модели Гравина:

a — включенное состояние; *b* — выключенное состояние: 1 — маховик; 2 — нажимной диск; 3 — нажимная пружина; 4 — отжимной диск; 5 — чашка; 6 — пружина гасителя колебаний; 7 — ведомый диск в сборе; 8 — оттяжная пружина; 9 — фрикционное кольцо дополнительного сцепления; 10 — электромагнит; 11 — диск дополнительного сцепления; 12 — нажимная пружина дополнительного сцепления; 13 — шлицы; 14 — опорный диск; 15 — подшипник качения; 16 — центробежный груз; 17 — кожух сцепления; 18 — рычаг переключения передач (с контактным устройством).

Ведомый диск 7 не установлен, как обычно на шлицах ведущего (первичного) вала коробки передач, а связан с последними через фрикционную муфту, представленную на фиг. 22, *a*. Ведомый диск 1 соединен с кольцом 5, имеющим кулачки. Втулка 7 с внутренними шлицами выполнена как одно целое с барабаном, на который посажен венец 2. Внутри барабана свободно расположены три фрикционные колодки 4, опирающиеся на пружины 8.

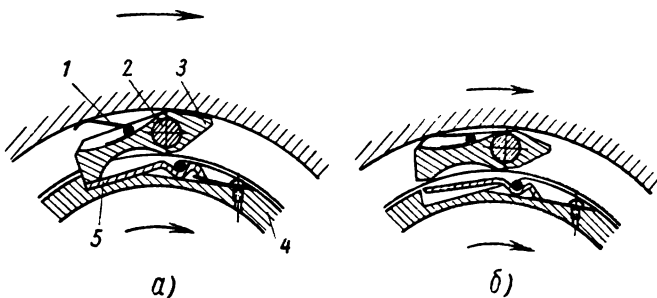
Момент трения основного сцепления передается через ведомый диск 1 на кулачки кольца 5, которые своей профильной поверхностью прижимают колодки к внутренней поверхности барабана.

При движении накатом колодки 4 отходят от профильной поверхности кулачка, и передача момента на втулку 7 происходит через упоры 9 колодок (фиг. 22, *b*).



Фиг. 22. Схема работы фрикционной муфты ведомого диска центробежного сцепления модели Гравина:

a — передача момента от двигателя; *б* — передача момента при движении накатом: 1—ведомый диск в сборе; 2—венец барабана; 3—фрикционная накладка колодки; 4 — колодка; 5 — кольцо с кулачками; 6 — прокладка; 7—втулка; 8—пружина колодки; 9—упор колодки.



Фиг. 23. Храповой механизм центробежного сцепления модели Гравина:

1 — пружина собачки; 2 — ось собачки; 3 — собачка; 4 — втулка; 5 — запорная пластина.

На фиг. 23 показана конструкция храпового механизма. Храповой механизм необходим для пуска двигателя буксированием автомобиля. На наружной поверхности венца барабана сделаны канавки, в которые могут входить собачки 3, свободно установленные на оси 2 в нажимном диске 2 (см. фиг. 21).

В агрегат сцепления включены центробежный регулятор с приводом от вала тахометра и механизм, управляющий дроссельной заслонкой.

Принцип действия сцепления следующий.

При трогании автомобиля с места, когда двигатель работает с малыми числами оборотов, сцепление под влиянием пружин 8 выключено. Центробежные грузы 16 находятся в опущенном положении. Дополнительное сцепление под воздействием усилий нажимных пружин 12 включено.

По мере увеличения числа оборотов коленчатого вала центробежные грузы дают через подшипник 15 на чашку 5, растягивая оттяжные пружины 8.

При этом нажимной диск под действием усилия нажимных пружин 3 включает сцепление. Таким образом, максимальное усилие со стороны нажимного диска на ведомый диск ограничивается усилием нажимных пружин.

При переключении передач контактное устройство, расположенное в рычаге переключения передач 18, замыкает ток в цепи электромагнита 10. Диск 11 притягивается к поверхности корпуса электромагнита и затормаживает вращение центробежных грузов; основное сцепление выключено.

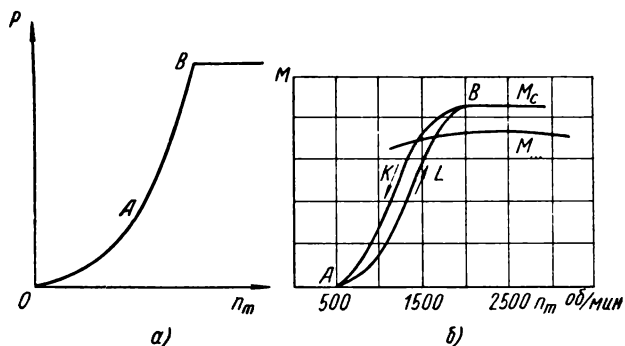
Так как включение основного сцепления зависит только от скорости вращения грузов, то оно включается всегда при постоянных числах оборотов коленчатого вала.

При этом возможен случай, когда основное сцепление включено, а число оборотов коленчатого вала еще меньше числа оборотов ведущего вала коробки передачи и ведомый диск 1 вращается медленнее втулки 7 (см. фиг. 22). В этом случае кольцо 5 с кулачками освобождает колодку 4, которая прижимается к венцу 2 барабана только пружинами 8. Момент передается через венец 2, барабан, колодки 4 и упор 9 на кулачок, соединенный со втулкой 7. Как только число оборотов коленчатого вала двигателя достигнет такой величины, что ведомый диск начнет обгонять барабан, кулачки прижмут колодки к венцу барабана.

При неработающем двигателе и неподвижном автомобиле собачки 3 (фиг. 23, а) под действием плоских пружин 1 заходят в канавки. Как только двигатель начинает работать, собачки под действием центробежных усилий выходят из канавок (фиг. 23, б). Чтобы собачки не входили в канавки, когда двигатель останавливается при движущемся автомобиле, предусмотрены запорные пластины.

При спуске автомобиля с горы центробежный регулятор по достижении определенной скорости движения приводит в действие устройство, управляющее дроссельной заслонкой. Это устройство настолько

открывает дроссельную заслонку, что число оборотов коленчатого вала становится больше числа оборотов, при котором включается сцепление. Этим обеспечивается возможность торможения двигателем. На фиг. 24 приведена характеристика работы сцепления. На фиг. 24, а показано нарастание усилия, создаваемого центробежными грузами. На участке кривой OA усилие центробежных грузов затрачивается на преодоление усилий оттяжных пружин. Точка A соответствует началу включения сцепления. Участок кривой AB характеризует нарастание нажимного усилия. В точке B сцепление полностью включается.



Фиг. 24. Характеристика работы фрикционного центробежного сцепления модели Гравина (P — усилие; n_m — число оборотов коленчатого вала).

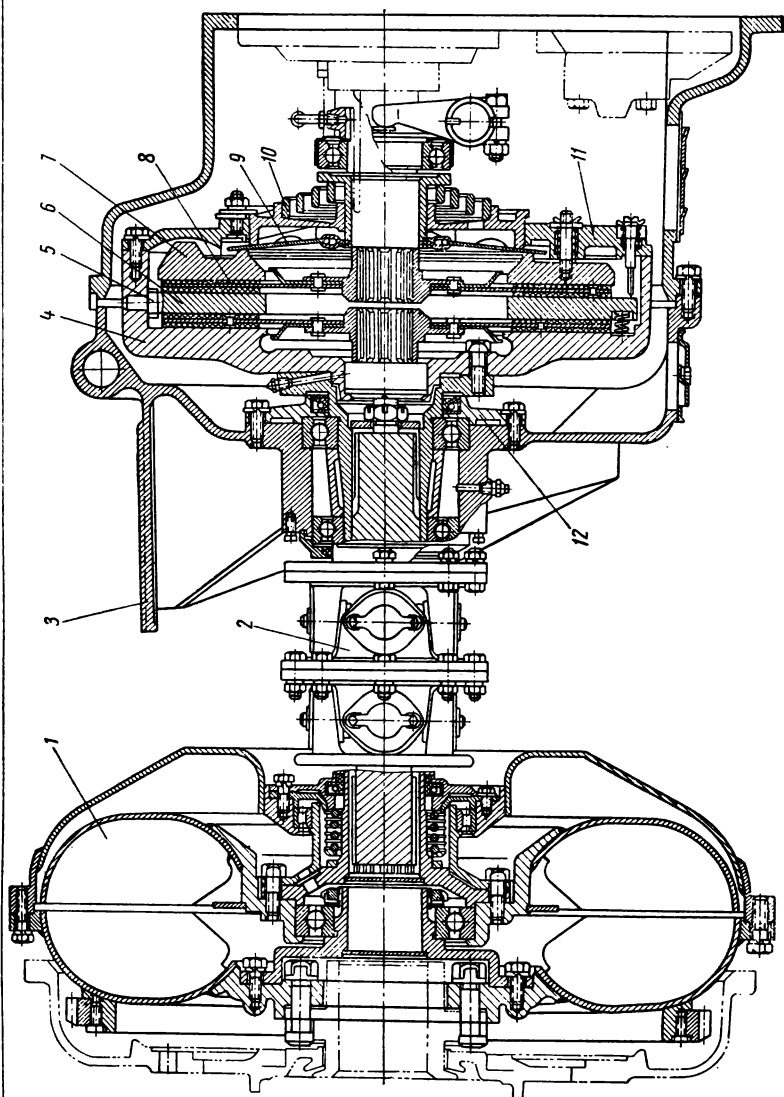
Кривые на фиг. 24, б показывают протекание момента трения сцепления M_c за время включения (по стрелке L) и выключения (по стрелке K). Отклонение кривой, характеризующей выключение сцепления, влево объясняется в основном инерцией центробежных грузов.

Экспериментальный отдел фирмы Лейланд выпустил для одно- и двухэтажных автобусов той же фирмы центробежное сцепление, устанавливаемое вместе с коробкой передач с пневматическим управлением [27].

Сцепление значительно снижает утомляемость водителей автобусов (особенно городских, на которых часто приходится пользоваться сцеплением) и по сравнению с гидромuftой дает экономию в расходе топлива 3—5%.

Сцепление фирмы Лейланд — однодисковое сухое с диаметром фрикционных колец 412 мм. Начало включения сцепления происходит при 500, а полное включение — при 750 об/мин. коленчатого вала двигателя. При таком малом диапазоне чисел оборотов для включения сцепления центробежные грузы (6 шт.) должны обладать сравнительно большой массой. Ограничение величины центробежного усилия достигается упором грузов в специальное кольцо на кожухе сцепления.

По статистическим данным гидромuftы так же, как и гидротрансформаторы, имеют небольшое применение на грузовых



Фиг. 25. Установка сцепления в отдельном картере (автомобиль-самосвал МАЗ-525):

1 — гидромуфта; 2 — двойной кардан; 3 — картер; 4 — передний ведущий диск; 5 — шпонка; 6 — средний диск; 7 — ведомый диск; 8 — ведущий диск; 9 — пружинящий нажимной рычаг; 10 — нажимная пружина; 11 — кожух; 12 — фланец.

автомобилях. Так, фирма Шевроле устанавливает гидротрансформаторы только на наиболее легких грузовых автомобилях, что может быть объяснено известной преемственностью их с легковыми автомобилями ¹.

Гидромуфта не обеспечивает полного отъединения коленчатого вала двигателя от трансмиссии и поэтому не обеспечивает безударного переключения передач. Поэтому обычно за гидромуфтой устанавливают фрикционное сцепление. Такого вида комбинированные сцепления получили некоторое распространение главным образом на легковых автомобилях и автобусах.

На отечественных грузовых автомобилях комбинированное сцепление установлено на 25-тонном автомобиле-самосвале МАЗ-525 (фиг. 25). Фрикционное сцепление установлено в отдельном картере и связано с гидромуфтой двойным карданом.

¹ Гидромуфты в настоящей работе не рассматриваются.

ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ДИСКОВЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

ВЕДОМЫЕ ДИСКИ

В настоящее время исключительное применение в сцеплениях получили ведомые диски упругого типа¹. Упругость диска обеспечивается приданием ему определенной формы или применением специальных деталей, уменьшающих его жесткость. Повышение упругости диска обеспечивает более плавное включение сцепления вследствие более постепенного нарастания нажимного усилия.

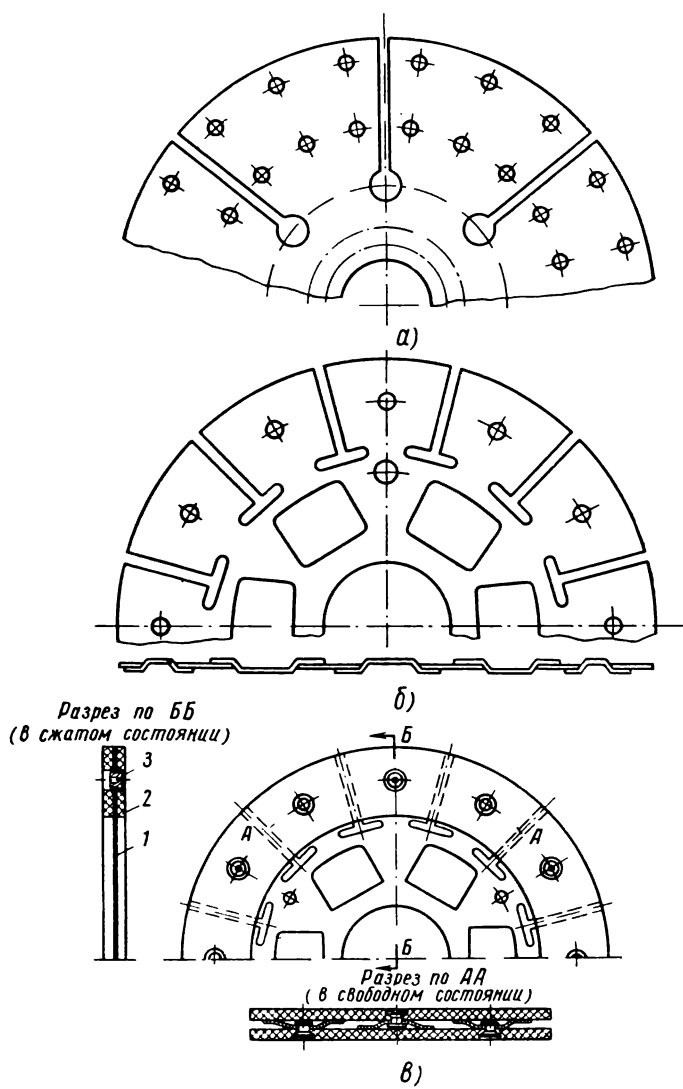
Для уменьшения жесткости в сплошном диске делаются радиальные прорезы (фиг. 26, *a*), которые делят его на ряд секторов. Эти секторы могут быть через один отогнуты в разные стороны; число прорезей составляет от 4 до 12 в зависимости от диаметра диска. Прорезы уменьшают также склонность диска к короблению. На фиг. 26 приведены различные конструкции ведомых дисков.

Для уменьшения ширины перемычек, которыми секторы присоединяются к центральной части диска, делают Т-образные прорезы (фиг. 26, *b* и *в*); такие диски несколько увеличивают плавность включения, но при этом увеличивается ход включения. Недостатком дисков с секторами, отогнутыми в разные стороны, является трудность получения одинаковой жесткости у всех секторов.

Более равномерная жесткость по поверхности ведомого диска может быть получена при установке между диском и фрикционными кольцами пластинчатых пружин (фиг. 26, *г*). Кроме того, изменяя жесткость пружин, можно влиять и на общую жесткость ведомого диска.

Для более равномерного прилегания и большей поверхности прижатия фрикционных колец в процессе включения число пластинчатых пружин применяется не менее шести. При установке пластинчатых пружин для сохранения чистоты выключения ход нажимного диска должен быть несколько увеличен, что может быть получено при том же ходе педали уменьшением передаточного числа привода и соответствующим увеличением усилия на педали выключения. Поэтому на сцеплениях, передающих большой момент трения, упругие диски с пластинчатыми пружинами не получили применения.

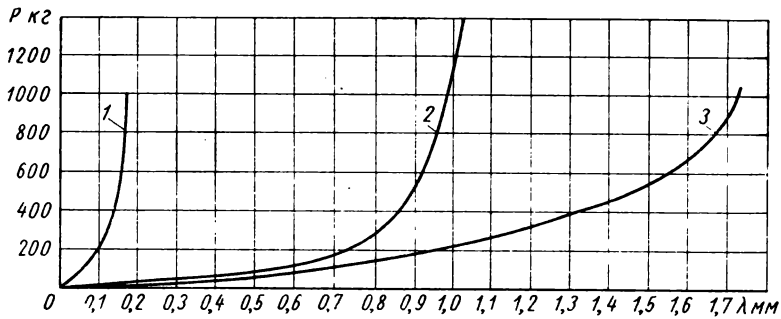
¹ Диск в сборе, состоящий из ступицы, металлического диска, фрикционных колец и других деталей, назван «ведомым диском», а металлический диск, служащий для крепления фрикционных колец, — «диском».



Фиг. 26. Различные типы дисков с прорезями:
1 — диск; 2 — фрикционные кольца; 3 — заклепка.

На фиг. 27 показана зависимость между прогибом и нажимным усилием для различных ведомых дисков.

Так как диски должны обладать упругими свойствами, то они изготавливаются из средней или высокоуглеродистой листовой пружинной стали. Диски пресекаются и гнутся в штампах, и для сохранения необходимой формы и упругих свойств закалка дисков производится в специальных приспособлениях.



Фиг. 27.. Зависимость между нажимным усилием P и прогибом для ведомых дисков:

1 — без пружин (автомобиль ЗИЛ-150); 2 — с пластинчатыми пружинами (автомобиль ГАЗ-51); 3 — с Т-образными прорезями и отогнутыми в разные стороны сегментами (диск фирмы Лонг, модель Торбенд).

Таблица 3

Материалы и термическая обработка дисков и пластинчатых пружин ведомых дисков сцеплений грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Материал	Термическая обработка и твердость
Диски		
ГАЗ-51	Сталь 85 тонколистовая с поверхностью высокой отделки; толщина $1,3 \pm 0,11$ мм	Закалка в масле; отпуск в штампе: твердость $H_{RC} = 38 \div 48$
ЗИЛ-150	Сталь 50; толщина $2,1 \pm 0,14$ мм	Твердость $H_{RC} = 38 \div 52$
МАЗ-200	Сталь 20	Цианировать; глубина слоя $0,15-0,25$ мм; твердость поверхности по напильнику
ЯАЗ-210	Сталь 65Г; толщина $2_{-0,2}$ мм	Закалка и отпуск; твердость $H_{RC} = 40 \div 47$
Пластинчатая пружина		
ГАЗ-51	Ленточная пружинная сталь 85, закаленная в масле, полированная, обрезаемая. Толщина $0,5_{-0,04}$ мм Ленточная сталь 65Г; толщина $0,5_{-0,04}$ мм	Нагрев до температуры 790° ; закалка в масле; отпуск при температуре $425-450^\circ$ в штампе

Вес ведомых дисков

Фирма	Тип ведомого диска	Вес ведомого диска в кг при различных наружных диаметрах фрикционного кольца ² в мм							
		250	280	300	327	350	380	395	425
Лайп	Без гасителя колебаний	—	—	2,3	2,9	3,8	5,4	—	—
	С гасителем колебаний ¹	—	—	3,2	3,6	4,6	5,9	—	—
Лонг	Без гасителя колебаний	—	—	—	—	4,5	—	5,0	5,5
	С гасителем колебаний	1,8	2,5	2,6	—	5,6	—	6,1	—
Борг и Бек	Без гасителя колебаний	—	2,1	—	2,5	—	—	—	—
	С гасителем колебаний	—	2,7	—	3,2	—	—	—	—

¹ Гаситель колебаний с пружиной подковообразного типа.
² Значения наружного диаметра фрикционного кольца округлены.

При установке между ведомым диском и фрикционным кольцом пластинчатых пружин, которые приклепывают к диску, последний может быть изготовлен из малоуглеродистой стали.

Пластинчатые пружины изготовляют из тонкой листовой высокоуглеродистой стали. Термическая обработка их (закалка и отпуск) производится в специальных приспособлениях.

В табл. 3 приведены данные о металлах и термической обработке ведомых дисков сцеплений отечественных автомобилей.

Ведомые диски могут быть выполнены без гасителя колебаний или с гасителем. Установка гасителя колебаний изменяет конструкцию диска, увеличивает его вес (табл. 4) и момент инерции (см. раздел «Гаситель колебаний»).

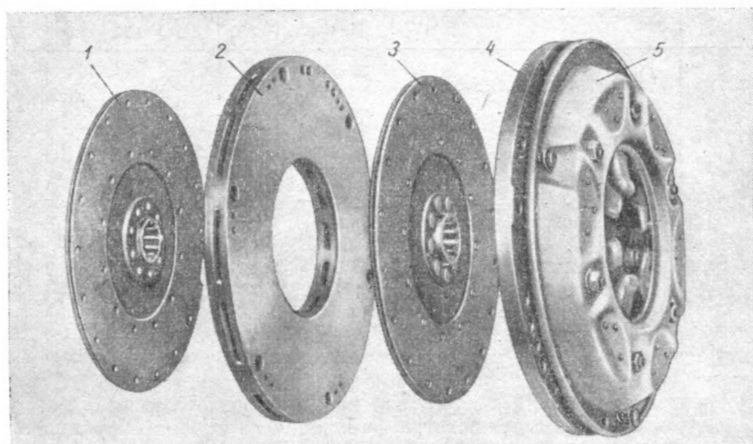
НАЖИМНЫЕ ДИСКИ

Нажимные диски должны быть жесткими, чтобы обеспечивать равномерное прижатие фрикционных колец. Для уменьшения температуры трущихся поверхностей необходимо, чтобы нажимные (особенно средние нажимные диски двух- и трехдисковых сцеплений) имели бы достаточно большие массы, могущие поглотить большое количество тепла.

На однодисковых сцеплениях для лучшего отвода тепла иногда делают ребра в виде лопастей вентилятора.

В двух- и трехдисковых сцеплениях для лучшей циркуляции охлаждающего воздуха в средних нажимных дисках выполняют радиальные вентиляционные каналы (фиг. 28). В последнее время такие нажимные диски стали применять и в однодисковых сцеплениях.

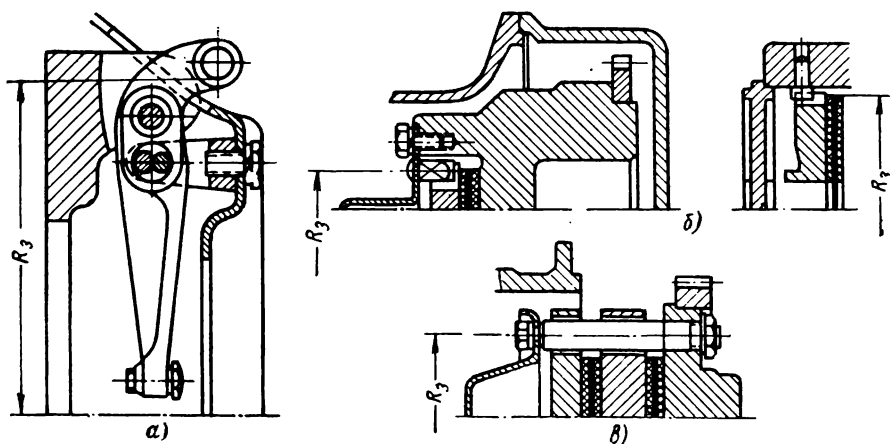
Для передачи крутящего момента нажимной диск должен быть соединен с кожухом сцепления, который связан с маховиком двигателя. Однако это соединение должно допускать перемещение нажим-



Фиг. 28. Нажимные диски с радиальными вентиляционными каналами:

1 и 3 — ведомые диски; 2 — средний нажимной диск; 4 — нажимной диск; 5 — кожух.

ных дисков в осевом направлении. Для соединения нажимных дисков с кожухом используют выступы нажимного диска (фиг. 29, а),



Фиг. 29. Различные способы соединения нажимного диска с кожухом.

шпонки различных видов (фиг. 29, б) или болты (фиг. 29, в), располагаемые на определенном радиусе R_3 .

Наружный нажимной диск при периферийной установке нажимных пружин имеет различные устройства для их фиксации.

Нажимные диски должны при совместной работе с фрикционными кольцами хорошо сопротивляться износу, не иметь склонности к задирам на рабочей поверхности, легко обрабатываться, хорошо отводить тепло и иметь достаточную механическую прочность при больших числах оборотов. Так как нажимные диски имеют сравнительно сложную форму (выступы для соединения с кожухом, направляющие бобышки для пружин, в некоторых конструкциях кронштейны для рычагов выключения, а иногда и воздушные каналы), следует считать, что поставленным требованиям лучше всего соответствуют диски, отлитые из серого чугуна, имеющего перлитовую структуру.

Нажимные диски больших диаметров (сцепления автомобилей ЯАЗ и МАЗ) подвержены большим динамическим нагрузкам. Выступы нажимных дисков, передающие крутящий момент двигателя, нагружаются сравнительно большими ударными нагрузками (вследствие наличия между выступом и кожухом зазора около 0,2 мм), что в некоторых случаях приводит к образованию трещин у основания выступов.

Для увеличения прочности и долговечности нажимных дисков этих сцеплений в НАМИ были изготовлены нажимные диски из легированного чугуна. В качестве легирующих присадок были применены никель, ферромарганец, ферросилиций и силикокальций в различных соотношениях. Кроме того, для местного усиления отливки применялось армирование, для чего в форму устанавливали элементы, изготовленные из стальной омедненной проволоки диаметром 5—7 мм, изогнутые по дуге. В результате этого прочность таких нажимных дисков по сравнению с дисками, отлитыми из обычных чугунов, увеличивалась примерно в 1,5 раза.

Данные о материалах и термической обработке нажимных дисков отечественных автомобилей приведены в табл. 5.

Таблица 5

Материал и термическая обработка нажимных дисков сцеплений грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Материал	Твердость H_B
ГАЗ-51 ЗИЛ-150	Серый чугун СЧ 18-36	170—229
МАЗ-200 и ЯАЗ-210	Серый чугун СЧ 18-36 (допускается изготовление из серого чугуна СЧ 16-32)	179—229
	Серый чугун СЧ 18-36	170—229

Фирма Лонг изготавливает нажимные диски из специальных чугунов.

Фирма Лайп рекомендует производить замену нажимных дисков при их износе в процессе эксплуатации, если износ превышает 0,4 мм (0,015").

ФРИКЦИОННЫЕ КОЛЬЦА

Для автомобильных сцеплений обычно применяют смешанные пары трения, состоящие из металла (маховик и нажимной диск) и материала неметаллического происхождения (фрикционное кольцо). Основным материалом для изготовления фрикционных колец независимо от того, будут ли они прессованными или плетеными, является асбест, обладающий термической и химической стойкостью.

Прессованные кольца изготавливают из коротких асбестовых волокон, металлических или минеральных наполнителей и связующего вещества (пропитки — синтетические смолы, бакелит, каучук и др.). Плетеные кольца изготавливают из асбестовых нитей (пряжи), обычно армированных металлической проволокой, и пропитывают связующим веществом.

Свойства связующего вещества оказывают существенное влияние на плавность работы сцепления.

Применяя различные наполнители и пропитки, можно изменять коэффициент трения, износостойкость и механические свойства.

Наиболее распространенными наполнителями являются свинец, цинк, медь, латунь в виде проволоки, порошка или стружки. Каждый наполнитель специфически влияет на свойства фрикционных колец. Так, например, примесь цинка в интервале определенных температур стабилизирует коэффициент трения. Графит влияет на коэффициент трения, а специальные смолы — на коэффициент трения и износостойкость.

Примесь свинца в составе фрикционного кольца предохраняет от задиrow нажимной диск и маховик двигателя, однако при значительном повышении температуры свинец плавится. Поэтому фрикционные кольца с таким наполнителем нельзя применять для сильно нагруженных сцеплений.

Использование различных компонентов и изменение их количественных соотношений привели к созданию большого числа фрикционных колец с различными физико-механическими свойствами. Поэтому фрикционные кольца можно подбирать для заданных эксплуатационных условий и нагрузок. Однако в каждом случае при выборе материала фрикционного кольца необходимо проводить эксперименты.

В соответствии с условиями работы фрикционных колец на автомобиле к ним предъявляют следующие основные требования:

1. Обеспечение заданного коэффициента трения и малое влияние на его величину изменений температуры, скорости скольжения и удельного давления.
2. Хорошая сопротивляемость материала кольца износу, особенно при высоких температурах.
3. Быстрое восстановление первоначальных фрикционных свойств после нагрева и последующего охлаждения.
4. Стабильность фрикционного материала, особенно при высоких температурах (минимум выделения связующего вещества, отсутствие запаха, отсутствие обугливания и т. п.).

5. Высокие механические свойства (прочность, эластичность и пластичность).

6. Хорошая и быстрая приработка.

7. Плавность включения без «захватывания», рывков и вибраций при трогании автомобиля с места.

Современные фрикционные кольца имеют коэффициент трения около 0,3 (табл. 6). Опубликовывая значение коэффициента трения, фирмы не указывают методику его определения и не сообщают, является ли этот коэффициент трения покоя или скольжения и относится ли он к образцу или кольцу.

Фирма Юрид вместо определения коэффициента трения на образцах (при определенных давлении и скорости скольжения) производит испытание фрикционных колец в действительных условиях работы (на инерционном стенде и на автомобиле), при которых скорость

Таблица 6

Фрикционные кольца, выпускаемые различными фирмами
(данные 1954 г.)

Фирма	Марка фрикционного кольца	Материал	Удельный вес в г/см ³	Коэффициент трения
Бераль	Beral-Standart	Асбест без металлических наполнителей	1,7	—
	Beral-Export	Асбестовая пряжа, армированная латунной проволокой	1,9	—
Бистерфельд и Столтинг	Breku 180	Прессованное асбестовое волокно с металлической стружкой	2,00	0,30
	Breku 5005	Прессованная асбестовая пряжа	2,00	0,25—0,30
Хавирит	Havirit GK	Прессованная асбестовая пряжа, армированная проволокой	1,80	0,32
	Havirit KO	Прессованная асбестовая пряжа без армирования	1,65	0,30
	Havirit FK	Прессованное асбестовое волокно, армированное проволокой	2,00	0,30
	Havirit FO	Прессованное асбестовое волокно без армирования	1,80	0,30

скольжения изменяется от заданной величины до нуля, а давление нарастает по определенному закону (при испытании на стенде).

По нашему мнению, указываемые в каталогах значения коэффициента трения характеризуют коэффициент трения скольжения и величину его, близкую к среднему значению.

По ГОСТу 1786-57 оценка качества фрикционных колец сцеплений производится на образцах при удельном давлении $2,7 \text{ кг/см}^2$, скорости скольжения $7-7,5 \text{ м/сек}$ и температуре образцов $100-130^\circ$. Коэффициент трения при этих испытаниях для сухих фрикционных колец должен быть не менее 0,33. Однако такие испытания колец следует считать недостаточно полными, так как они не характеризуют ряд свойств, которые проявляются в действительных условиях работы сцепления (например, плавность включения, «дергание» и т. п.).

Фирма Юрид считает, что для получения плавного включения сцепления не следует значительно повышать коэффициент трения фрикционных колец (выше $\mu = 0,3$). При этом фирма обращает внимание на желательность применения таких материалов, которые при более низком коэффициенте трения обладали бы другими положительными свойствами и обеспечивали бы необходимый момент трения за счет некоторого увеличения размеров фрикционных колец или повышения удельного давления. Указывается, что в эксплуатации большое значение имеет сохранение стабильности коэффициента трения и независимости его от износа колец.

На колебания величины коэффициента трения оказывают влияние удельное давление, температура и скорость скольжения. Коэффициент трения фрикционных колец, изготовленных из разных материалов, в зависимости от температуры изменяется по-разному. Однако после достижения какой-то температуры нагрева поверхностей трения у большинства колец наблюдается тенденция к снижению коэффициента трения (фиг. 30).

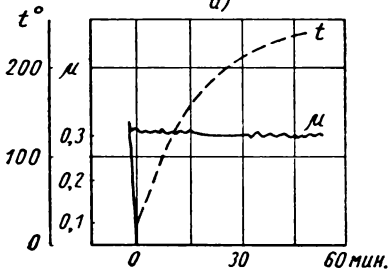
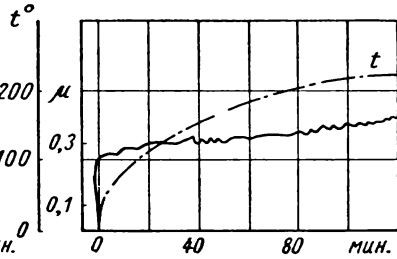
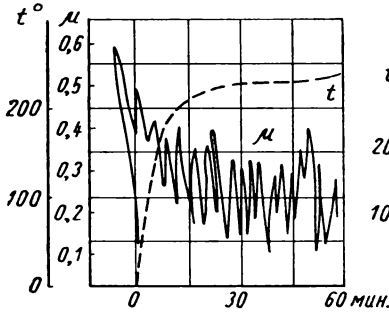
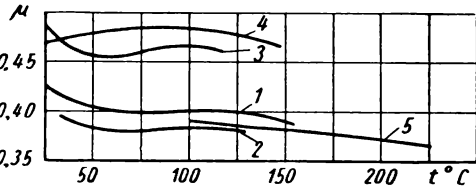
Фирма Феродо указывает, что можно подобрать такие компоненты материалов для изготовления фрикционных колец, при которых повышение температуры будет весьма мало влиять на коэффициент трения или даже с ростом температуры будет происходить повышение коэффициента трения [31].

На фиг. 31, а показаны результаты испытания фрикционных колес с весьма неустойчивым коэффициентом трения μ (штриховой линией показано изменение температуры t за 1 час испытаний). На фиг. 31, б приведены результаты испытаний кольца с весьма стабильным коэффициентом трения μ , несмотря на значительное повышение температуры в процессе испытания, а на фиг. 31, в приведены результаты испытания кольца, у которого коэффициент трения повышался с увеличением температуры. При всех испытаниях скорость скольжения была равна 7 м/сек , а удельное давление 4 кг/см^2 .

По данным фирмы Юрид, при большом значении удельной работы буксования на поверхности трения фрикционного кольца и вблизи этой поверхности (на расстоянии примерно $0,1 \text{ мм}$) температура может быть $400-500^\circ$, а иногда и выше. Вследствие плохой теплопроводности материала температура в середине толщины фрикционного

Фиг. 30. Влияние температуры t на коэффициент трения μ фрикционных колец (по данным НАТИ):

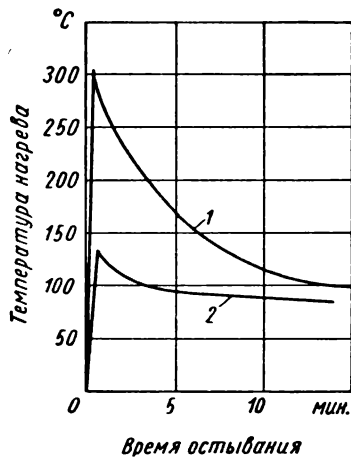
1 — из асбобакелита (автомобиль ГАЗ-51); 2 — из асбобакелита (автобус ЗИС-8); 3 — из металлокерамического материала на медной основе; 4 — из асбокартона, пропитанного бакелитом (трактор «Универсал»); 5 — фрикционное кольцо фирмы Юрид.



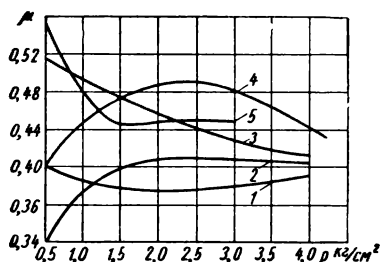
Фиг. 31. Зависимость коэффициента трения μ от температуры t (по данным фирмы Феродо).

Фиг. 32. Изменение температуры при остывании фрикционного кольца:

1 — на наружной поверхности; 2 — в середине толщины кольца

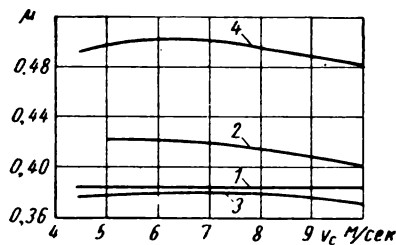


кольца обычно не превышает 50—70°. Высокая температура на поверхности кольца сравнительно быстро уменьшается, а температура в середине толщины кольца сохраняется длительное время (фиг. 32). Поэтому связующие вещества должны быть такими, чтобы значительное повышение температуры внутри материала фрикционного кольца не приводило бы к выгоранию пропитки и обугливанню. Фирма разработала такие пропитки, которые сохраняют свои свойства при длительном нагреве внутренних частей фрикционного кольца (температура до 200°).



Фиг. 33. Зависимость коэффициента трения μ от удельного давления p для фрикционных колец:

1 — из асбобакелита (автомобиль ГАЗ-51);
2 — из асбобакелита (автобус ЗИС-8);
3 — из асбокаучуковой композиции (трактор СТЗ-НАТИ); 4 — из асбокартона, пропитанного бакелитом (трактор «Универсал»); 5 — из металлокерамического материала на медной основе.



Фиг. 34. Зависимость коэффициента трения μ от скорости скольжения v_c для фрикционных колец:

1 — из асбобакелита (автомобиль ГАЗ-51);
2 — из асбобакелита (автобус ЗИС-8);
3 — из асбокаучуковой композиции (трактор СТЗ-НАТИ); 4 — из асбокартона, пропитанного бакелитом (трактор «Универсал»).

Нагрев наружной поверхности фрикционного кольца можно допускать до значительно более высоких температур, так как в случае обугливания этой поверхности в процессе включения сцепления она очищается и в работу вступают новые слои.

Обугливание внутренних частей материала приводит к снижению механических свойств (прочности) и быстрому разрушению кольца. Ценным свойством материала фрикционного кольца является его высокая механическая прочность при больших температурах. Эта фирма указывает, что для колец, изготовленных из более низких сортов асбеста, возможно снижение механической прочности на 35—40% при температурах 200—250°.

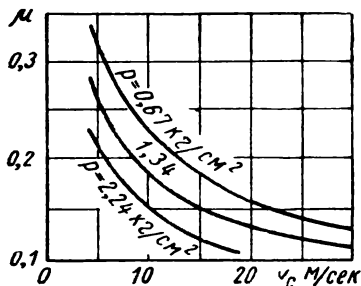
Продукты износа, масло и вода, попадающие на фрикционное кольцо, вызывают изменение коэффициента трения. Образование окиси железа (например, после ночной стоянки) дает резкое повышение коэффициента трения.

Изменение удельного давления для фрикционных колец разных типов оказывает различное влияние на протекание коэффициента трения (фиг. 33).

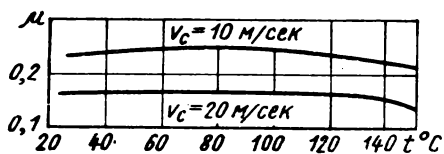
На характер изменения коэффициента трения в зависимости от скорости скольжения решающее влияние оказывает материал кольца. Опыты, проведенные с фрикционными кольцами сцеплений в диапазоне существующих скоростей скольжений, показали, что

с увеличением скорости скольжения коэффициент трения уменьшается (фиг. 34).

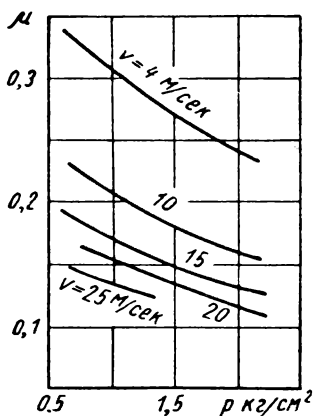
Много исследований проведено для выявления совместного влияния двух факторов (например, температуры или удельного давления и скорости скольжения) на коэффициент трения, главным образом на образцах. Сравнительно меньшее число работ имеется по исследованию влияния упомянутых выше факторов на коэффициент трения



Фиг. 35. Зависимость коэффициента трения μ от скорости скольжения v_c при разных удельных давлениях p (асбокаелитотканые кольца) [8].



Фиг. 37. Зависимость коэффициента трения μ от температуры t при разных скоростях скольжения v_c (асбокаелитотканые кольца).



Фиг. 36. Зависимость коэффициента трения μ от удельного давления p при разных скоростях скольжения v_c (асбокаелитотканые кольца) [8].

фрикционных колец в действительных рабочих условиях. Результаты одной из последних работ в этом направлении приводятся ниже [9].

Исследования проводились не на образцах, а на фрикционных кольцах (асбокаелитотканых и асбокартобакелитовых) с наружным диаметром 180 мм и внутренним — 124 мм. Перед испытаниями фрикционные кольца притирались, причем температура в процессе притирки не превышала 50° . После притирки нажимной диск и маховик зачищали мелкой наждачной бумагой до блеска. Исследование фрикционных колец проводилось на инерционном стенде, причем силовым агрегатом служил двигатель автомобиля ГАЗ-51.

Результаты исследований этих колец показаны на фиг. 35—37.

На фиг. 35 приведена зависимость коэффициента трения от скорости скольжения при различных удельных давлениях на кольцо. На фиг. 36 построены кривые, показывающие зависимость коэффициента трения от удельных давлений при различных скоростях скольжения, а на фиг. 37 показаны зависимости температуры кольца на коэффициент трения для двух значений скорости скольжения.

Из рассмотрения этих кривых видно, что при увеличении удельного давления и скорости скольжения происходит значительное уменьшение коэффициента трения.

Коэффициент трения покоя несколько выше коэффициента трения скольжения, хотя это следует считать нежелательным с точки зрения «дергания» сцепления.

По опытам автора, коэффициент трения покоя для фрикционных колец сцепления автомобиля ГАЗ-51 при температуре окружающей среды 16° и приработанных кольцах после 12-часового перерыва в работе двигателя колебался от 0,347 до 0,396.

Отсутствие в литературе систематизированных сведений по износу фрикционных колец не позволяет сделать каких-либо обобщающих выводов.

Износ обшивки зависит от удельного давления, скорости скольжения и температуры, причем температура свыше 250° вызывает резкое увеличение износа.

Важным свойством фрикционных колец является их прочность на разрыв.

При диаметрах фрикционных колец порядка 450 мм и числе оборотов порядка 2500 в минуту (например, в дизелях грузовых автомобилей) окружная скорость достигает 60 м/сек; для карбюраторных двигателей, работающих с числом оборотов 4000 в минуту, окружная скорость будет около 80 м/сек. При этом фрикционное кольцо подвергается воздействию больших центробежных сил. Кроме того, кольцо нагружается значительными тангенциальными усилиями при передаче крутящего момента.

Наибольшей прочностью на разрыв обладают асбестовые фрикционные кольца, пропитанные бакелитом и затем спрессованные под большим давлением (200—250 кг/см²) [1].

Однако такие асбестовые кольца имеют большую твердость, что уменьшает их способность к приработке. Прочность таких изделий определяется в основном связующими свойствами бакелита, что позволяет использовать в этом случае наиболее дешевые сорта асбестового волокна.

Фрикционные кольца, изготовленные из асбестового полотна или плетенки, обладают эластичностью и хорошо прирабатываются. Однако для пропитки их обычно употребляют связующие вещества, не оказывающие существенного влияния на прочность колец. Поэтому прочность асбестового полотна или плетения имеет большое значение, и для фрикционных колец используют длиноволокнистый асбест.

Для сильно нагруженных сцеплений в США применяют фрикционные кольца, состоящие из основы (спирально намотанной асбестовой пряжи и латунной проволоки, пропитанной специальным составом), которая спрессована со слоем медно-асбестовой массы: медно-асбестовый слой находится со стороны рабочей поверхности и составляет примерно половину общей толщины кольца.

Другая сторона кольца для улучшения теплоотдачи имеет алюминиевое покрытие.

Основными преимуществами фрикционных колец из металлокерамических материалов являются хорошая теплопроводность, высокая стойкость при повышенных температурах и большая прочность.

Износ фрикционных колец из металлокерамического материала незначителен, однако износ другого элемента трущейся пары при этом увеличивается, что ограничивает их применение.

Характеристика фрикционных колец сцеплений отечественных автомобилей дана в табл. 7.

Таблица 7

Техническая характеристика фрикционных колец сцеплений отечественных грузовых автомобилей

Размеры кольца в мм			Материал кольца	Вентиляционные канавки	Применяются в сцеплениях автомобиля
Наружный диаметр	Внутренний диаметр	Толщина			
254	150	3,5	Многослойная тканая лента из бумажно-асбестовой пряжи с бакелитовой пропиткой; каждая нитка пряжи должна содержать две латунные проволоки $\varnothing 0,18-0,02$ мм или из асбестового картона (из коротковолокнистого асбеста) с бакелитовой пропиткой; кольца термически обрабатываются	24, равномерно расположенные	ГАЗ-51 и ГАЗ-63
279	165	3,6	Асбестовая композиция	Нет	ЗИС-5; ЗИЛ-150;
280	165	3,5	Асбобакелитовая композиция	„	ЗИЛ-151
352	185	4,0	Асбестовая композиция	„	ЗИЛ-155
381	203	4,0	То же	„	МАЗ-200
425	240	„	„	„	ЯАЗ-210 и МАЗ-205 МАЗ-525

Технические условия на эти кольца, принятые в автомобильной промышленности, приведены ниже.

1. Технические условия № 6463/1573-49 на фрикционные тканые кольца для диска сцепления.

1. А. Материал — многослойная тканая лента, изготовленная из бумажно-асбестовой пряжи с бакелитовой пропиткой. В каждой нити пряжи должны быть две латунные проволоочки диаметром $0,18 \pm 0,02$ мм. Лента должна быть свернута в кольцо, спрессована вместе с бакелитовой пропиткой и термически обработана. Заделка стыка ленты в кольце может выполняться внахлестку со скошенными краями.

Б. Материал фрикционного кольца, пропитка и технология изготовления должны обеспечивать высокую сопротивляемость кольца

износу, а также постоянство его свойств в любой стадии нормального износа.

В. Материал фрикционного кольца и пропитка должны обладать такими качествами, чтобы при работе сцепления не происходило задиоров на рабочих поверхностях и их замасливания.

Г. При сверлении или пробивке отверстий и раззенковке их, а также при клепке материал фрикционного кольца не должен расслаиваться, крошиться, трескаться и т. п.

2. Твердость фрикционного кольца должна быть в пределах $H_B = 20 \div 45$. При испытании на твердость фрикционные кольца не должны расслаиваться, трескаться и вспучиваться.

3. После выдержки фрикционных колец в минеральном масле АК-10 при температуре $15-20^\circ$ в течение 4 час. увеличение в весе не должно быть более 4%.

II. Технические условия № 6465 на фрикционные картонно-бакелитовые кольца для диска сцепления.

1. А. Материал — асбестовый картон, изготовленный из коротковолнистого асбеста, тщательно очищенного от твердых включений. Фрикционные кольца из асбестового картона должны быть пропитаны бакелитовой пропиткой, спрессованы и термически обработаны.

Пункты Б, В и Г см. выше технические условия № 6463/1573-49.

2. Фрикционные кольца по толщине должны быть выполнены с допуском $\pm 0,10$ мм, причем в одном кольце разница по толщине допускается в пределах 0,10 мм. «Волнистость» фрикционного кольца должна быть в пределах 0,3 мм.

3. Коэффициент трения фрикционного кольца при испытании на специальном станке должен быть не менее 0,325 (по чугуну) при температуре 120° .

4. Износ фрикционного кольца по толщине при испытании на специальном станке в течение 1 часа не должен быть более 0,09 мм.

5. Твердость фрикционного кольца должна быть в пределах $H_B = 17 \div 45$. При испытании на твердость фрикционные кольца не должны расслаиваться, трескаться и вспучиваться.

6. После выдержки в воде в течение 4 час. вес образцов не должен возрастать более чем на 4%.

7. После выдержки фрикционных колец в минеральном масле АК-10 при температуре $15-20^\circ$ в течение 4 час. увеличение в весе не должно быть более 4%.

8. Фрикционные кольца, наклепанные на диск сцепления, должны выдерживать испытание на пробуксовку.

9. Фрикционные кольца должны выдерживать специальные испытания на плавность включения сцепления на автомобиле.

Крепление фрикционных колец к диску может быть произведено приклепкой или приклежкой.

Наибольшее распространение получила приклепка фрикционных колец, так как она обеспечивает надежность крепления и позволяет без большого труда и при простом оборудовании производить замену колец при износе.

Заклепки изготовляют из легких металлов (медь, латунь, алюминий), не дающих задиrow металлических поверхностей трения при износе фрикционных колец.

Латунные заклепки по сравнению с медными допускают при тех же размерах более высокие значения касательных усилий.

При работе фрикционных колец при высоких температурах рекомендуется применять латунные или медные заклепки, так как алюминиевые заклепки в этих условиях имеют меньшую прочность [33]. При соприкосновении головок алюминиевых заклепок с поверхностями трения они дают более сильный местный износ ведущих дисков. Кроме того, образующиеся продукты износа, покрывая рабочие поверхности, приводят к изменению коэффициента трения.

Приклейка фрикционных колец дает некоторые преимущества: несколько увеличивает поверхность трения (за счет отверстий под заклепки), позволяет лучше использовать толщину кольца при износе и, кроме того, повышает сопротивляемость фрикционных колец центробежным и тангенциальным усилиям. Однако в случае приклейки фрикционных колец под них невозможно установить плоские пружины и усложняется ремонт, ибо приклейка колец производится при определенных температуре и давлении. Приклейка повышает жесткость фрикционных колец.

Фрикционные кольца из металлокерамики можно только приклеивать (клеем типа карбинольного).

Фрикционные кольца для гасителей колебаний обычно изготовляют из тех же материалов, что и кольца для сцеплений.

НАЖИМНЫЕ ПРУЖИНЫ

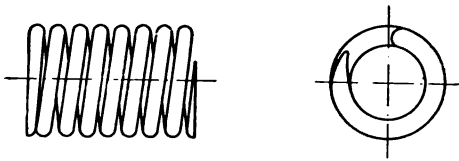
Нажимные пружины по расположению разделяют на периферийные и центральные.

Центральные пружины могут быть цилиндрическими (фиг. 38, а), коническими (фиг. 38, б) или диафрагменными (фиг. 38, в). Конические пружины могут иметь нелинейную характеристику вследствие выключения из работы части витков по мере прогиба пружины.

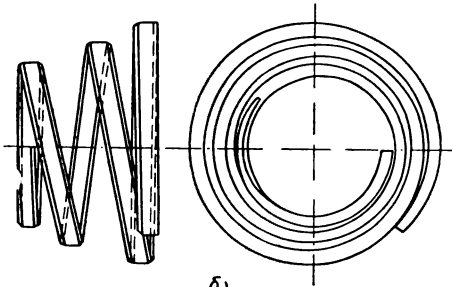
Тарельчатая пружина имеет форму усеченного конуса; она выполнена из тонкой листовой стали с меридионально расположенными «лепестками», которые служат рычагами выключения сцепления (фиг. 38, в). Тарельчатые пружины конического типа обладают нелинейной характеристикой.

На фиг. 39 приведена характеристика пружины грузового автомобиля Шевроле. По оси абсцисс отложена величина прогиба W пружины, а по оси ординат — соответствующее усилие P . Для дальнейшего прогиба пружины требуется приложение меньшего усилия. Точка O соответствует плоской пружине, после чего начинается ее «выворачивание» в обратную сторону.

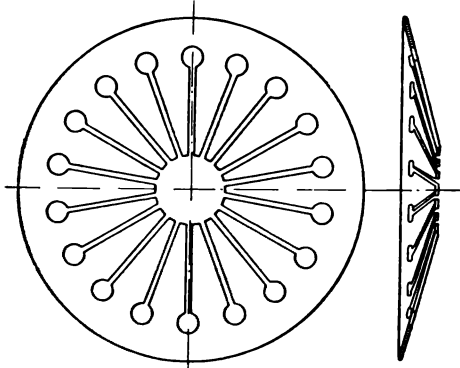
На фиг. 40 показана схема сцепления с тарельчатой пружиной. При выключении сцепления, когда тарельчатая пружина выгибается в обратную сторону (фиг. 40, б), наружный край ее отходит назад, прекращая давление на нажимной диск, и отводит последний от ведомого диска посредством трех фасонных пружин 1 (фиг. 40, в).



a)



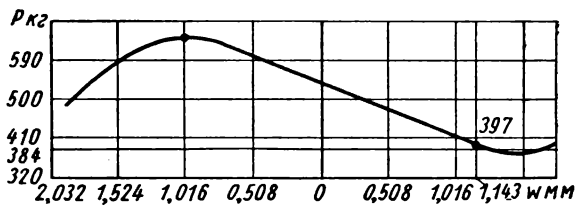
b)



в)

Фиг. 38. Различные типы нажимных пружин:

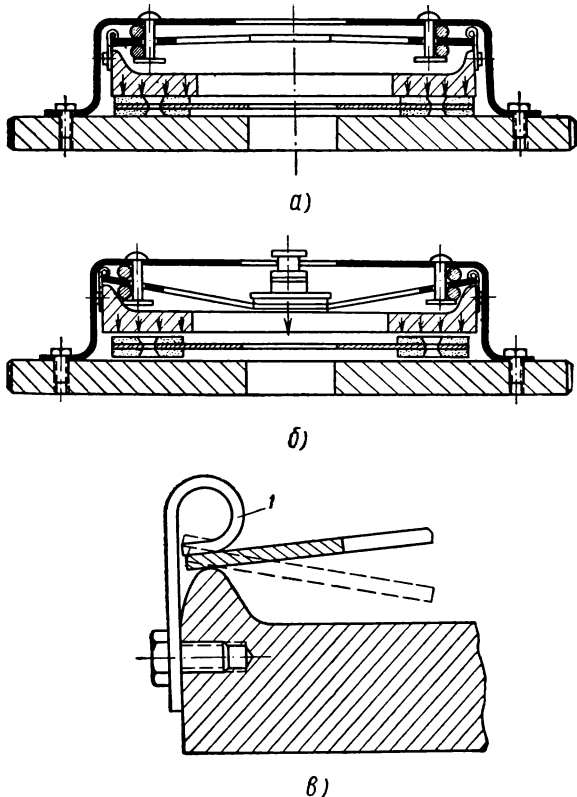
a — цилиндрическая; б — коническая; в — тарельчатая.



Фиг. 39. Характеристика тарельчатой пружины автомобиля Шевроле.

Сцепления с тарельчатой пружиной применяют на грузовых автомобилях малой грузоподъемности (фирмы Аутокар, Шевроле, Дженерал Моторс).

Центральные пружины сцеплений не соприкасаются с нажимными дисками и не подвержены поэтому нагреву, что является преимуществом этих сцеплений.



Фиг. 40. Схема сцепления с тарельчатой пружиной:
a — сцепление включено; *b* — сцепление выключено; *в* — крепление фасонной пружины 1.

Во избежание перегрева периферийных пружин под их торцы, опирающиеся на нажимной диск, устанавливают теплоизолирующие шайбы, изготовленные из асбестовой композиции (толщина шайб около 3 мм).

Витые пружины, имеющие круглое сечение витка, изготовляют из стальной пружинной проволоки, термически обработанной, ответственного назначения (ГОСТ 1071-41).

Для нажимных пружин отечественных сцеплений применяют марганцовистую сталь 65Г. После навивки пружины отпускают до твердости $H_{RC} = 40 \div 48$.

Пружины сцеплений американского производства изготавливают из сталей SAE 1065 и X1065 холоднотянутых и термически обработанных.

Для конических нажимных пружин сцеплений автомобилей ЯАЗ и МАЗ, изготавливаемых из материала специального профиля, применяют сталь 85Г.

Склонность к потере закалки термически обработанных пружин вследствие нагрева при передаче тепла от нажимного диска может быть значительно снижена посредством строгого контроля процесса нормализации [22].

В табл. 8 приведены данные о материалах, применяемых для изготовления пружин.

Таблица 8

Данные о материалах и термической обработке нажимных пружин сцеплений отечественных грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Материал	Термическая обработка и твердость
МАЗ-200	Сталь 85Г (специальный профиль)	Твердость $H_{RC} = 40 \div 45$
ГАЗ-51 ЗИЛ-150	Пружинная стальная термически обработанная проволока $\varnothing 4,2^{+0,07}_{-0,03}$ мм, сталь 65Г	После навивки отпустить

ОТЖИМНЫЕ И НАЖИМНЫЕ РЫЧАГИ

Отжимные рычаги, опирающиеся на кожух сцепления (одна опора), и нажимной диск (вторая опора) используются для включения и выключения сцепления. Отжимные рычаги делают жесткими, особенно в плоскости действия усилия, а плавность включения обеспечивают применением упругого ведомого диска. Число рычагов не бывает менее трех и зависит от размеров сцепления.

Для уменьшения потерь на трение при выключении сцепления рычаги устанавливают на ножевых опорах или на игольчатых подшипниках или на цапфах. Подшипники скольжения не применяют, так как смазка под действием центробежных сил выбрасывается и при нагреве деталей сцепления вытекает.

Вторая опора для удовлетворения кинематики рычажной системы должна обеспечивать некоторую свободу перемещения рычага.

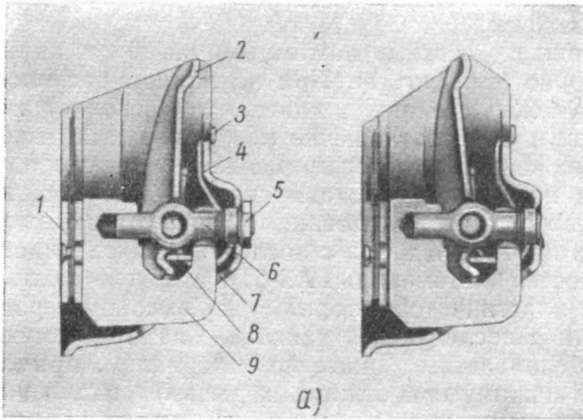
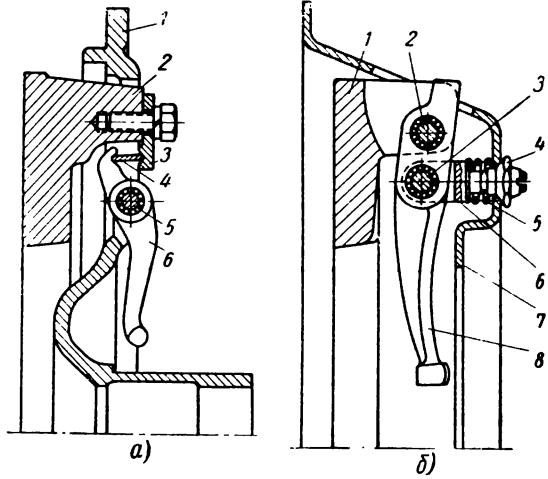
На фиг. 41 показаны различные способы установки отжимных рычагов.

В сцеплениях, конструкция которых приведена на фиг. 42, применена установка отжимных рычагов, в которой значительно уменьшены потери на трение.

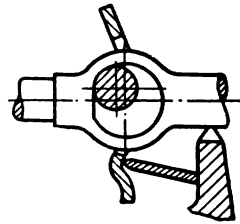
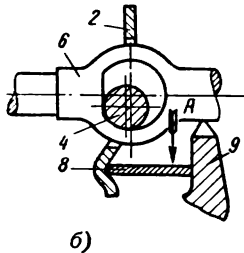
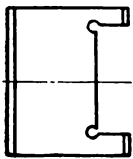
На фиг. 42, а слева сцепление включено. Цапфа отжимного рычага 2 соприкасается с нижней частью отверстия в пальце 6. Это положение рычаг занимает под действием центробежного усилия.

Фиг. 41. Установки стжимных и нажимных рычагов сцеплений:

a — на игольчатом подшипнике; 1 — кожух; 2 — нажимной диск; 3 — пластина; 4 — нож, 5 — ось отжимного рычага; 6 — отжимной рычаг; *b* — на двух игольчатых подшипниках; 1 — нажимной диск; 2 — ось отжимного рычага в нажимном диске; 3 — подвижная ось отжимного рычага в кожухе; 4 — гайка с шаровой опорой; 5 — пружина вилки оси; 6 — вилка оси; 7 — кожух; 8 — отжимной рычаг.



Вид по стрелке А на деталь 8



Фиг. 42. Установка отжимных рычагов в сцеплении фирмы Борг и Бек:

a — установка рычагов; *б* — сцепление включено; *в* — сцепление выключено; 1 — ведомый диск; 2 — отжимной рычаг; 3 — пружина; 4 — цапфа; 5 — сферическая гайка; 6 — палец; 7 — кожух; 8 — нож; 9 — нажимной диск.

Когда сцепление включается (фиг. 42, *а* справа), рычаг движется влево, цапфа перекатывается вверх по плоскому участку отверстия в пальце (фиг. 42, *в*). В то же время нож 8 (фиг. 42, *а*) поворачивается в опорной поверхности прилива нажимного диска.

В точке касания (фиг. 42, *б*) ножевой опоры с рычагом происходит как скольжение, так и качение. Общее перемещение рычага по направлению к центру сцепления около 1 мм.

Рычаг может быть перемещен дальше, чем необходимо для полного выключения сцепления, так как цапфа только слегка повернется по плоской поверхности отверстия. При износе фрикционных колец рычаг автоматически изменяет свое положение таким образом, что при выключении сцепления всегда будет происходить чистое качение цапфы по отверстию.

Рычаги, передающие усилие на нажимной диск, что в большинстве случаев происходит в сцеплениях с центральной пружиной, называют нажимными рычагами. Нажимные рычаги выполняют как упругими, так и жесткими. Упругие рычаги несколько увеличивают плавность включения и применяются в тех случаях, когда по тем или иным причинам невозможно установить ведомый диск с пластинчатыми пружинами.

В сцеплении с жесткими нажимными рычагами их иногда располагают наклонно (см. фиг. 7). При наклонном расположении рычагов они могут быть сделаны длиннее, что позволяет в случае необходимости увеличить соотношение между плечами рычага.

Для штампованных рычагов применяют низкоуглеродистую листовую сталь с последующим цианированием (автомобиль ЗИЛ-150).

В полцентробежных сцеплениях рычаги отковывают из среднеуглеродистой прутковой стали с последующим цианированием рабочих поверхностей (автомобиль ГАЗ-51). Упругие нажимные рычаги выполняют пластинчатой формы из высокоуглеродистой пружинной стали с последующей закалкой на требуемую твердость.

В табл. 9 приведены данные по материалам, применяемым для изготовления нажимных и отжимных рычагов сцеплений отечественных автомобилей.

Таблица 9

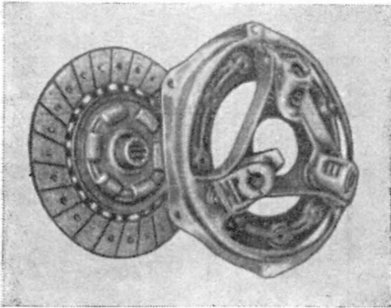
Материалы, применяемые для отжимных и нажимных рычагов сцеплений отечественных грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Материал	Термическая обработка и твердость
ГАЗ-51	Сталь 35	Цианировать со стороны утолщенной части рычага на длине 63 мм, на глубину не менее 0,15 мм; закалка в масле; твердость по напильнику
ЗИЛ-150	Сталь 08 листовая, толщиной 4,7 мм	Цианировать на глубину 0,2—0,4 мм; твердость по напильнику
МАЗ-200 и ЯАЗ-210	Сталь 50, лента толщиной 2,4—0,16 мм	Твердость $H_{RC} = 43 \div 48$; оксидировать

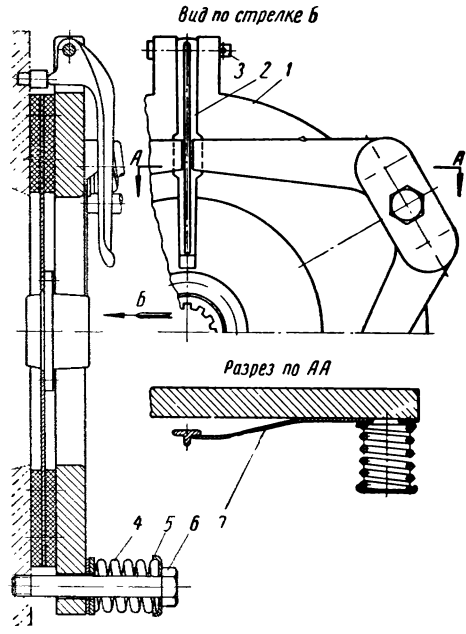
КОЖУХ СЦЕПЛЕНИЯ

Форма кожуха сцепления зависит от конструкции сцепления. Кожух сцепления должен иметь фланец для крепления к маховику, места для установки рычагов и нажимных пружин, если последние в него упираются, и приспособления для связи с нажимным диском. В центральной части кожуха имеется отверстие, через которое проходит ведущий вал коробки передач и отводка для выключения.

Для улучшения охлаждения нажимных дисков в кожухах сцеплений делают вырезы и окна (фиг. 43).



Фиг. 43. Внешний вид однодискового сцепления фирмы Спейсер.



Фиг. 44. Схема однодискового сцепления без кожуха фирмы Лайп-Роллвай:

1 — нажимной диск; 2 — отжимной рычаг; 3 — ось рычага; 4 — нажимная пружина; 5 — обойма пружины; 6 — болт; 7 — плоская пружина.

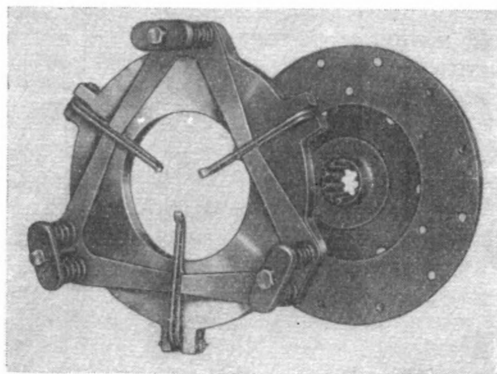
На фиг. 44 показана схема однодискового сцепления без кожуха, а на фиг. 45—внешний вид сцепления фирмы Лайп-Роллвай. Преимуществами такого сцепления являются интенсивное охлаждение, простота изготовления и удобство обслуживания в процессе эксплуатации (без применения специальных инструментов).

Кожухи сцеплений обычно штампуют из низкоуглеродистой стали; некоторые типы сцеплений имеют литые кожухи.

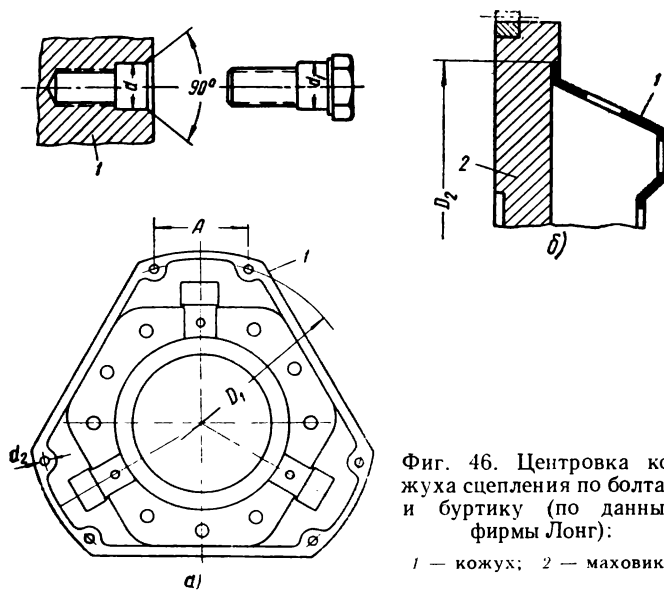
Наружный диаметр фланца кожуха делают несколько меньше наружного диаметра маховика.

Крепление кожуха к маховику осуществляется болтами, число которых зависит от размеров сцепления.

Кожух сцепления центрируют относительно оси маховика с помощью центрирующих штифтов или болтов (см. фиг. 11) или буртиков (см. фиг. 7 и 13).



Фиг. 45. Внешний вид сцепления без кожуха фирмы Лайп-Роллвай.



Фиг. 46. Центровка кожуха сцепления по болтам и буртику (по данным фирмы Лонг):

1 — кожух; 2 — маховик.

В табл. 10 и 11 и на фиг. 46 приведены сведения по сопряженным размерам при центровке кожуха сцепления по болтам и буртику (по данным Лонг).

Болты для центровки кожуха имеют утолщенную цилиндрическую часть у головки, которая входит в отверстие с резьбой в маховике.

Таблица 10

Данные по центровке кожухов сцеплений фирмы Лонг при центровке по болтам (фиг. 46, а)

Модель сцепления	Наружный диаметр фрикционного кольца в мм	Размеры ¹					Число болтов
		A	D ₁	d	d ₁	d ₂	
9CF	228	72,60±0,025	263,52±0,05	} 7,95—8,00	} 7,94—7,90	} 7,95—7,99	6
9 ¹ / ₂ CF	242	76,12±0,025	276,22±0,05				
10CF	254	79,62±0,025	288,92±0,05				
11CF	280	86,64±0,025	314,32±0,05				

¹ Размеры получены пересчетом дюймовых размеров.

Таблица 11

Размеры * при центровке кожухов сцеплений фирмы Лонг по буртику (фиг. 46, б)

Модель сцепления	Наружный диаметр фрикционного кольца в мм	Диаметр D ₂ ** в мм		Диаметр отверстия в кожухе d ₂ в мм	Число болтов
		в маховике	в кожухе		
12CB	304	371,58—371,63	371,58—371,53	} 10,3	12
13-6	350	393,70—393,78	393,70—393,68		12
15-4	395	446,85—446,93	446,85—446,77		18

* Размеры получены пересчетом дюймовых размеров.
 ** Фланец цилиндрический.

В табл. 12 приведены весовые соотношения между ведущими и ведомыми элементами сцепления. Для однодисковых сцеплений вес кожуха в сборе, независимо от размеров сцепления, составляет около 82% от полного веса сцепления. В двухдисковых сцеплениях по мере увеличения размеров сцепления вес ведомых элементов увеличивается.

Весовые соотношения между ведомыми и ведущими элементами сцеплений
фирмы Лонг

Тип сцепления	Модель сцепления	Наружный диаметр фрикционного кольца в мм	Вес в кг			Соотношения в %	
			сцепления (полный)	кожуха в сборе с нажимным диском	ведомых элементов	веса кожуха в сборе от полного веса сцеплений	веса ведомого диска от полного веса сцепления
Одно-дисковые	10CF	254	9,5	7,7	1,8	81	19
	11CF	280	13,5	10,0	2,5	82	18
	12CB	304	17	14,4	2,6	85	15
	13—6	350	27,5	21,9	5,6	80	20
	15—4	395	34	28	6,1	82,5	17,5
	17	425	43,5	37,0	6,5	86	14
Двух-дисковые	29A	250	15	8,5	6,5	56,6	43,4
	31A	280	21,5	11,5	9,0	53,5	46,5
	34BD	350	44	20,5	23,5*	46,6	53,4

Примечания: 1. Модели CF — полуцентробежные сцепления.
2. Ведомые диски с гасителем колебаний.
* Со средним нажимным диском.

КАРТЕР СЦЕПЛЕНИЯ

В некоторых конструкциях автомобилей картер сцепления и коробки передач изготавливают как одно целое, а в других — картер сцепления представляет собой отдельную деталь.

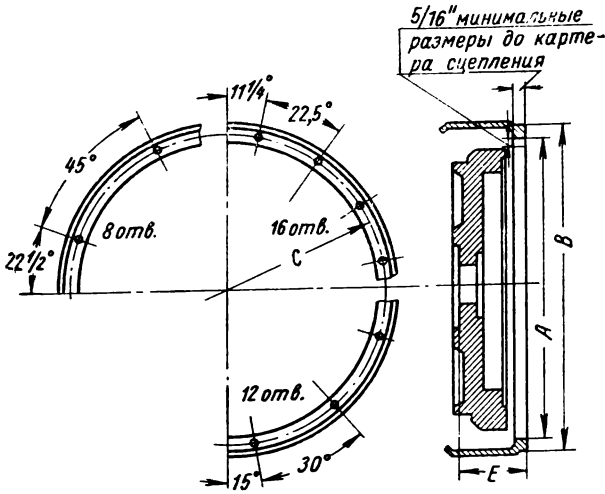
Формы и размеры картера, наличие и расположение крышек, люков и окон для вентиляции зависят от конструкции сцепления. Картер сцепления может быть неразъемным или разъемным. Неразъемный картер отливают из чугуна. В разъемном картере обе половины отливают из чугуна или нижнюю половину делают штампованной.

Картер сцепления центрируют со стороны двигателя по картеру маховика, а со стороны коробки передач (при отдельном картере) — по фланцу крышки подшипника ведущего вала.

Основные размеры картера маховика стандартизованы SAE. За стандартные величины (табл. 13) приняты: диаметр A внутреннего отверстия фланца картера маховика двигателя, диаметр C расположения отверстий под болты, наружный диаметр B буртика фланца, расстояние E от торца фланца картера до торца фланца на коленчатом валу для укрепления маховика двигателя, число, расположение и диаметр соединительных болтов.

Отверстия для болтов в картере сцепления делают на $\frac{3}{64}$ " ($\approx 0,05$ мм) больше номинального диаметра отверстия в картере маховика.

Номинальный размер наружного диаметра центрирующего буртика картера сцепления равен номинальному размеру диаметра A внутреннего отверстия фланца картера маховика двигателя.

Основные размеры картера маховика двигателя по SAE (пересмотрено в январе 1953 г.)¹

№ по SAE	Диаметр А внутреннего отверстия фланца	Допуск на диаметр А отверстия (-0,000)	Внутренний диаметр А отверстия торца и фланца	Наружный диаметр В буртика фланца	Диаметр С расположения отверстий под болты	Расстояние E от торца фланца до торца фланца картера на колечном валу для крепления маховика	Отверстия под болты	
							Число	Резьба
1	2	3	4	5	6	7	8	9
00	31,000	+0,010	0,012	34 ⁹ / ₄	33 ¹ / ₂	3 ¹⁵ / ₁₆	16	1/2" — 13 НИТОК
0	25,500	+0,010	0,010	28	26 ³ / ₄	3 ¹⁵ / ₁₆	16	1/2" — 13 "
1/2	23,000	+0,008	0,010	25 ¹ / ₂	24 ³ / ₈	3 ¹⁵ / ₁₆	12	1/2" — 13 "
1	20,125	+0,005	0,008	21 ³ / ₄	20 ⁷ / ₈	3 ¹⁵ / ₁₆	12	7/16" — 14 "
2	17,625	+0,005	0,008	19 ¹ / ₄	18 ³ / ₈	3 ¹⁵ / ₁₆	12	3/8" — 16 "
3	16,125	+0,005	0,008	17 ³ / ₄	16 ⁷ / ₈	3 ¹⁵ / ₁₆	12	3/8" — 16 "
4	14,250	+0,005	0,006	15 ⁷ / ₈	15	3 ¹⁵ / ₁₆	12	3/8" — 16 "
5	12,375	+0,005	0,006	14	13 ¹ / ₈	2 ¹³ / ₁₆	8	3/8" — 16 "
6	10,500	+0,005	0,006	12 ¹ / ₈	11 ¹ / ₄	2 ¹³ / ₁₆	8	3/8" — 16 "

¹ Размеры в дюймах.

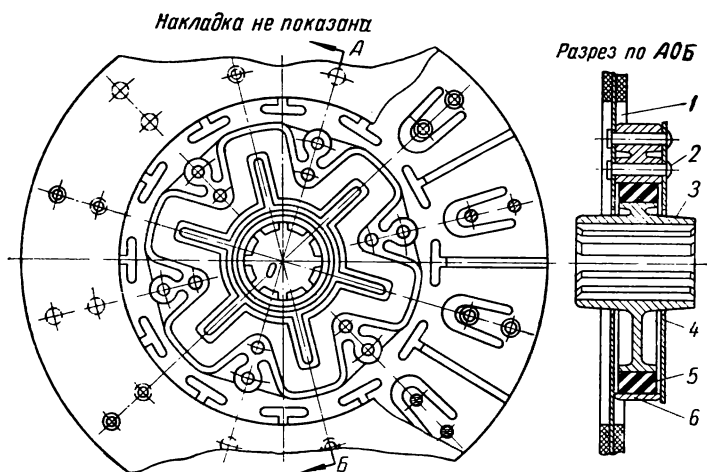
Допуск на наружный диаметр буртика $\begin{matrix} +0,000'' \\ -0,005'' \end{matrix}$ ($\begin{matrix} +0,000 \text{ мм} \\ -0,127 \text{ мм} \end{matrix}$);
 максимальное биение наружного диаметра буртика $0,0025''$ ($0,065 \text{ мм}$)
 [общее отклонение индикатора при повороте картера сцепления не более $0,005''$ ($0,127 \text{ мм}$)].

Биение торца фланца картера сцепления при повороте картера относительно его оси не более $0,0025''$ ($0,065 \text{ мм}$); общее отклонение индикатора не более $0,005''$ ($0,127 \text{ мм}$).

Проверку допусков, указанных в графах 3, 4 и 5 табл. 13, производят на собранном двигателе.

ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ

Существующие гасители колебаний построены по одной и той же принципиальной схеме, при которой ведомый диск соединяется со ступицей с помощью упругого элемента. Конструктивные различия гасителей колебаний зависят от применяемых упругих элементов (пружины, резина, наличие или отсутствие фрикционного элемента).



Фиг. 47. Гаситель колебаний с резиновым упругим элементом:

1 — ведомый диск; 2 — заклепка; 3 — ступица; 4 — накладка; 5 — резиновый упругий элемент; 6 — корпус.

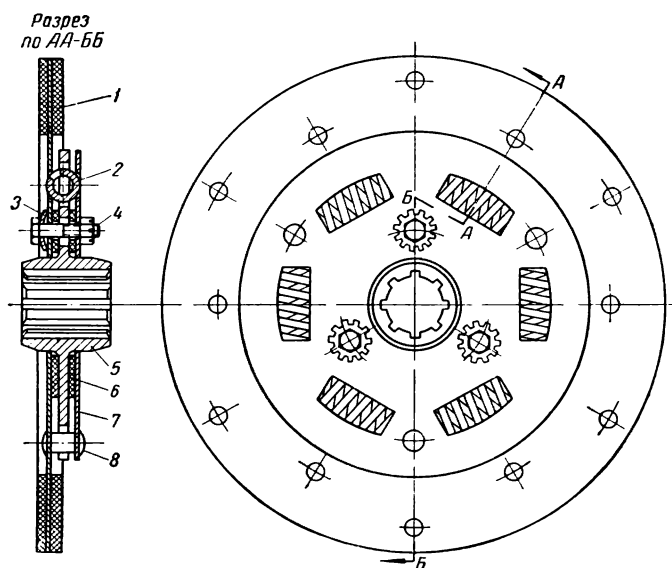
В гасителях колебаний, в которых упругим элементом является резина или прорезиненная ткань, не требуется установки специального фрикционного элемента, так как резина обладает значительным внутренним трением.

На фиг. 47 показан гаситель колебаний с резиновым упругим элементом, который звездообразно заложен между фланцем ступицы и корпусом, приклепанным к диску.

Несмотря на простоту конструкции, гасители колебаний с резиновым упругим элементом не получили распространения, так как для обеспечения эффективного гашения колебаний они должны иметь

сравнительно большие размеры, а это увеличивает момент инерции ведомого диска. Кроме того, для резины создается неблагоприятный тепловой режим, отрицательно влияющий на ее долговечность и физические свойства.

Наибольшее распространение получили гасители колебаний, состоящие из упругой муфты и фрикционного элемента. В этих гасителях колебаний в качестве упругого элемента используются цилиндрические пружины (6—12 шт.), тангенциально расположенные в окнах ведомого диска.



Фиг. 48. Гаситель колебаний с регулировкой момента трения:

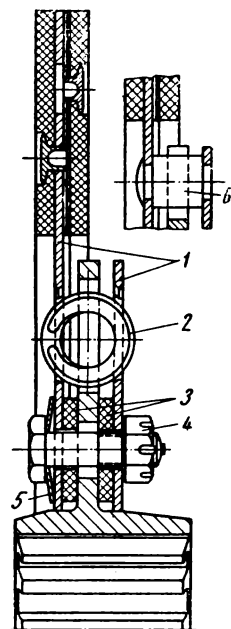
1 — ведомый диск; 2 — пружина гасителя колебаний; 3 — тарельчатая прижимная пружина; 4 — стяжной болт; 5 — ступица; 6 — фрикционное кольцо; 7 — накладка-упор; 8 — заклепка-упор.

В качестве фрикционного элемента обычно применяют сухую дисковую муфту, деталями которой служат фланец ступицы ведомого диска, ведомый диск и накладка. Между поверхностями этих деталей устанавливают фрикционные кольца.

Необходимый момент трения в гасителях колебаний создается путем затяжки болтов, под головки которых устанавливают тарельчатые пружины — шайбы (фиг. 48 и 49), или путем склепывания накладки с ведомым диском (фиг. 50). При установке болтов сохраняется возможность регулировки момента трения. Гасители колебаний с нерегулируемым моментом трения более просты по своей конструкции, однако не обладают стабильным моментом трения. При некотором износе фрикционных колец величина момента трения может настолько упасть, что гаситель колебаний будет служить только упругой муфтой.

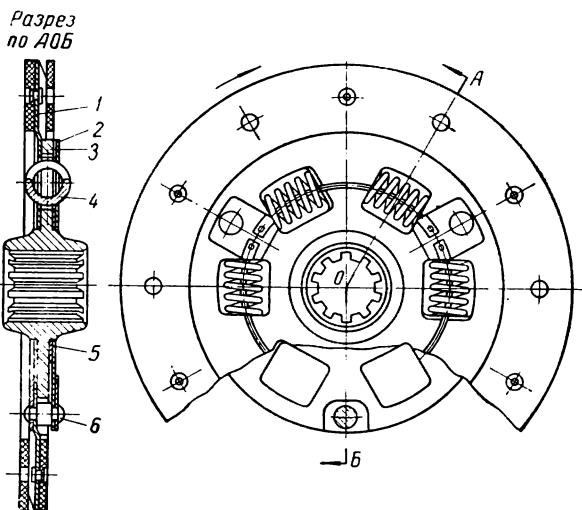
На фиг. 51 показан ведомый диск с гасителем колебаний, представляющим собой пружинное кольцо, внутреннее отверстие которого имеет фасонную форму. С одной стороны кольца имеются рядом две бобышки 6, а с другой стороны — две такие же бобышки 7, но диаметрально расположенные.

Пружинное кольцо 4 устанавливают между двумя обоймами 3, прикрепленными к ведомому диску 1. В обоймах имеются цилиндрические окна, в которые входят диаметрально расположенные бобышки 7 кольца. Рядом расположенные бобышки 6 входят в отверстия фланца ступицы 5, причем одна бобышка входит плотно, а другая — с зазором, вследствие чего ведомый диск при деформации кольца имеет возможность несколько поворачиваться



Фиг. 49. Конструкция гасителя колебаний (фирмы Лонг):

1 — ведомый диск и накладка; 2 — пружина гасителя колебаний; 3 — фрикционные кольца 4 — болт с гайкой; 5 — тарельчатая прижимная пружина; 6 — упор.



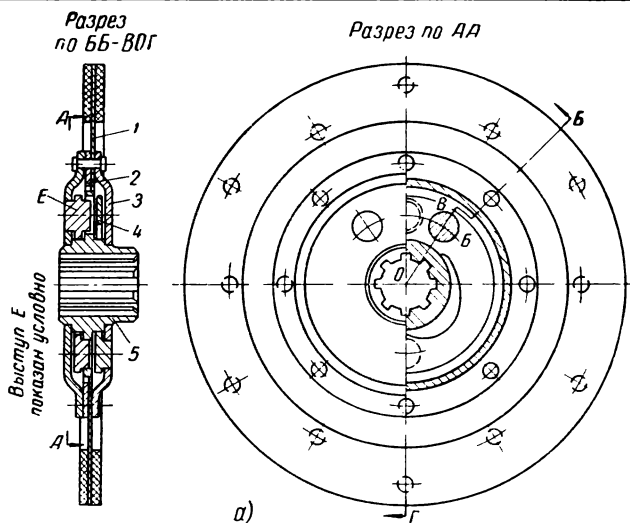
Фиг. 50. Гаситель колебаний нерегулируемого типа:

1 — ведомый диск; 2 — накладка; 3 — фланец ступицы; 4 — пружина гасителя колебаний; 5 — регулировочная шайба; 6 — заклепка-упор.

относительно ступицы. Гасители колебаний аналогичной конструкции применялись на автомобилях ЯАЗ-200 первых выпусков.

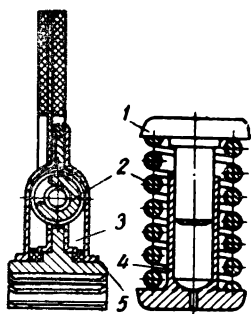
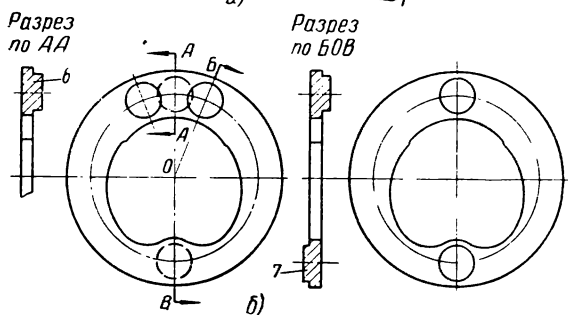
Для устранения недостатков, которые возникают в таких гасителях колебаний из-за износа их рабочих поверхностей, была разработана конструкция гасителя колебаний пружинно-гидравлического типа (фиг. 52). В этой конструкции упругим элементом является пружина, которая одним торцом упирается в плунжер, а другим — в цилиндр. Плунжер упирается в накладку ведомого диска, а цилиндр — в торец окна фланца ступицы.

Пружины, цилиндры и плунжеры размещены в герметически уплотненной камере, заполненной вязким маслом.



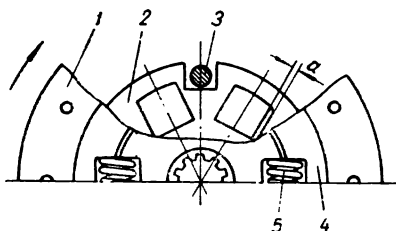
Фиг. 51. Гаситель колебаний с кольцевой пружиной (автомобиля ЯАЗ-200):

a — гаситель колебаний; *б* — кольцевая пружина; 1 — ведомый диск; 2 — накладка; 3 — обойма; 4 — пружинное кольцо гасителя колебаний; 5 — ступица; 6 и 7 — бо-бышка.



Фиг. 52. Гаситель колебаний пружинно-гидравлического типа:

1 — плунжер; 2 — пружина гасителя колебаний; 3 — камера; 4 — цилиндр; 5 — ступица.



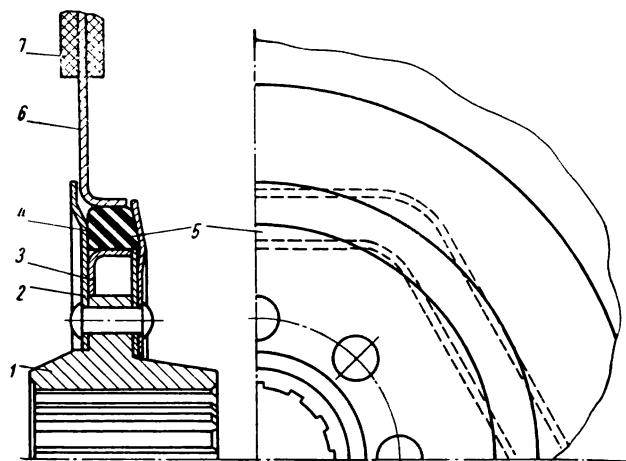
Фиг. 53. Схема расположения окон и упора гасителя колебаний:

1 — ведомый диск; 2 — ступица; 3 — упор; 4 — накладка; 5 — пружина гасителя колебаний.

При передаче сцеплением пульсирующего крутящего момента пружины гасителя колебаний будут сжиматься и разжиматься. В это же время плунжер будет перегонять масло из цилиндра через калиброванное отверстие в его днище в камеру и обратно.

Величину сопротивления перетеканию масла можно регулировать, изменяя диаметр калиброванного отверстия и вязкость масла.

Гасители колебаний описанного типа вследствие сложности изготовления и трудности обеспечения герметичности получили весьма



Фиг. 54. Гаситель колебаний с резиновым кольцом фирмы Денлоп:

1 — ступица ведомого диска; 2 — накладка; 3 — обойма; 4 — теплоизолирующий слой; 5 — резиновое кольцо; 6 — ведомый диск; 7 — фрикционное кольцо.

ограниченное распространение лишь на легковых автомобилях. Момент инерции этих гасителей колебаний несколько больше, чем у гасителей колебаний с пружинами.

Рассмотрим конструкцию гасителя колебаний с цилиндрическими пружинами в качестве упругого элемента и с фрикционными кольцами для создания момента трения.

При передаче крутящего момента пружины 5 (фиг. 53) сжимаются; при этом происходит некоторое смещение ступицы 2 относительно ведомого диска 1. Величина этого смещения ограничивается упором 3.

Если размеры окон в диске и ступице сделать одинаковыми, то все пружины будут вступать в работу одновременно и жесткость гасителя колебаний будет постоянной. Если же часть окон диска и накладки имеют размеры, несколько большие размеров окон в ступице (на величину a , фиг. 53), то при повороте в одном направлении будут вступать в работу все пружины, а при повороте в другом направлении — только часть пружин (обычно половина пружин), вследствие чего жесткость гасителя колебаний будет переменной.

Фирмой Денлоп взят патент на производство гасителей колебаний с применением в качестве упругого элемента резины [25]. При соответствующем конструктивном выполнении обойм, в которые закладывается резиновый упругий элемент, можно получить нелинейную характеристику гасителя колебаний.

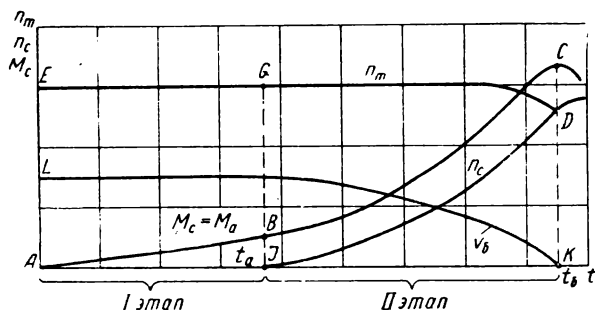
На фиг. 54 показана конструкция такого гасителя колебаний. Резиновое кольцо 5, имеющее сечение, приближающееся к трапеции, заложено между ведомым диском 6 и обоймой 3 в отверстие, имеющее шестиугольную форму. Накладки 2 удерживают резиновое кольцо от боковых смещений.

Применению в гасителях колебаний в качестве упругого элемента резины препятствовал тепловой режим сцепления. В приведенной конструкции для предохранения резинового кольца от тепловых воздействий со стороны деталей сцепления его наружные поверхности покрыты слоем теплоизолирующего материала.

УСЛОВИЯ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

В работе сцепления различают включенное и выключенное состояния и периоды включения и выключения.

Период включения, связанный с разгоном автомобиля, начинается с момента соприкосновения поверхностей трения ведущих и ведомых деталей сцепления и заканчивается при полном уравнивании их угловых скоростей вращения. При трогании автомобиля



Фиг. 55. График, характеризующий период включения сцепления при трогании автомобиля с места.

с места разгон масс ведомых деталей начинается с угловой скорости $\omega_a = 0$, а при переключении передач массы ведомых деталей к началу включения сцепления уже вращаются с какой-то угловой скоростью ω'_a .

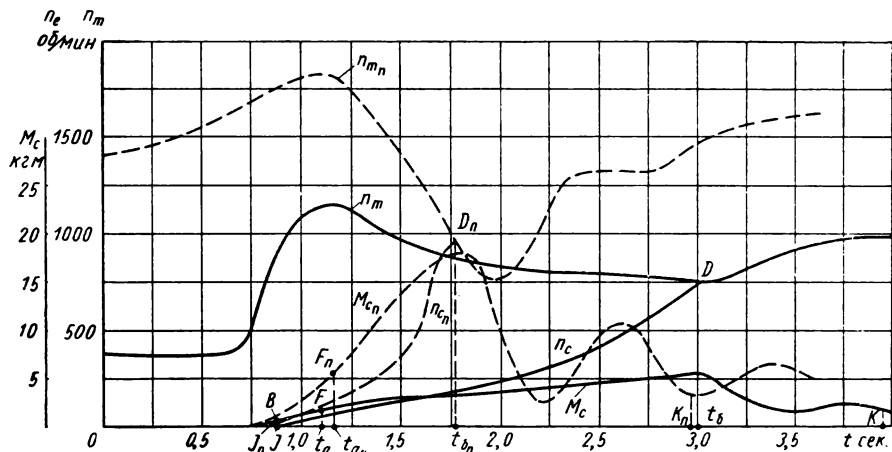
Период включения сцепления состоит из двух этапов. Первый этап включения начинается с момента соприкосновения рабочих поверхностей, когда момент трения $M_c = 0$, и заканчивается тогда, когда M_c равен приведенному к валу сцепления (ведущему валу коробки передач) моменту сопротивления движению M_a автомобиля. С этого момента начинается второй этап включения.

На фиг. 55 приведен теоретический график, характеризующий период включения сцепления при трогании автомобиля с места. По оси абсцисс отложено время t . Момент трения сцепления M_c нарастает по кривой ABC . В точке B момент трения равен моменту сопротивления движению M_a автомобиля (сопротивление внешних сил). С этого времени, равного t_a , начинается разгон автомобиля.

Число оборотов коленчатого вала двигателя n_m на участке EG принято постоянным.

Некоторое уменьшение числа оборотов принято на конце участка кривой GD .

В действительности число оборотов коленчатого вала двигателя n_m за время включения сцепления до момента начала трогания автомобиля с места обычно увеличивается (участок EG). На участке же GD , т. е. с момента трогания автомобиля с места и до конца буксо-



Фиг. 56. Протекание рабочего процесса сцепления автомобиля ГАЗ-63 при его включении (сплошные линии — трогание с места на первой передаче в коробке передач на дороге с асфальтовым покрытием без прицепа; штриховые линии — трогание с места с прицепом при тех же дорожных условиях).

вания, число оборотов коленчатого вала двигателя n_m обычно снижается.

Кривая числа оборотов трансмиссии n_c характеризуется кривой JD , а скорость буксования v_0 — кривой LK . В точке K прекращается буксование и сцепление полностью включается. Время конца буксования будет равно t_0 .

Так как в период включения сцепления ведомые элементы силовой передачи вращаются медленнее ведущих, то между ними происходит скольжение (буксование).

Исследование рабочего процесса автомобильного сцепления в реальных условиях было подробно проведено А. И. Мамлеевым.

На фиг. 56 приведены кривые (осциллограммы), полученные им для автомобиля ГАЗ-63. Испытания автомобиля проводились как без прицепа, так и с прицепом.

Начало трогания автомобиля с места происходит в точках F и F_n .

Кривые n_m и n_{m_n} показывают изменение числа оборотов коленчатого вала, а кривые n_c и n_{c_n} — числа оборотов трансмиссии.

Точки D и D_n характеризуют равенство оборотов $n_c = n_m$ и $n_{c_n} = n_{m_n}$ и соответствующее этому случаю время (точки t_6 и t_{6_n}).

Как видно из графика, число оборотов коленчатого вала n_{m_n} при трогании с места с прицепом будет выше, чем число оборотов n_m без прицепа.

Точка F_n , характеризующая начало трогания, также лежит выше и смещена вправо. Момент M_{c_n} нарастает более круто и до значительно большей величины, чем момент M_c .

Время буксования без прицепа больше вследствие более плавного включения сцепления. Буксование сцепления заканчивается (точки D и D_n) в обоих случаях до полного его включения (точки K и K_n). Результаты обработки осциллограммы (фиг. 56) приведены в табл. 14.

Таблица 14

Результаты обработки осциллограммы на фиг. 56

Наименование	Без прицепа	С прицепом
Полный вес в кг	5300	8800
Угол буксования:		
с начала включения сцепления до начала трогания α_a	12,0π	28,8π
с начала трогания до конца буксования $(\alpha_b - \alpha_a)$	33,6π	19,9π
суммарный α_b	45,6π	48,7π
Работа буксования в кгм:		
с начала включения сцепления до начала трогания L_1	33,7	139
с начала трогания до конца буксования $L_2 + L_3$	385	748
суммарная	418,7	887

Если известна зависимость момента трения сцепления от угла буксования, т. е. $M_c = f(\alpha)$, то работа буксования за все время буксования определяется из выражения

$$L = \int_0^{\alpha} M_c d\alpha. \quad (2)$$

Работа буксования сцепления была подробно исследована А. К. Фрумкиным, давшим методику ее определения и расчетные уравнения. Графически работа буксования может быть представлена так, как это показано на фиг. 57.

Работа буксования представляет собой часть всей работы, затрачиваемой двигателем при трогании автомобиля с места. Работу,

затрачиваемую двигателем при трогании автомобиля с места, можно разделить на два этапа.

1-й этап. Работа, затрачиваемая с момента начала включения сцепления до начала трогания (т. е. до того момента, когда $M = M_a$; точка B на фиг. 55—57).

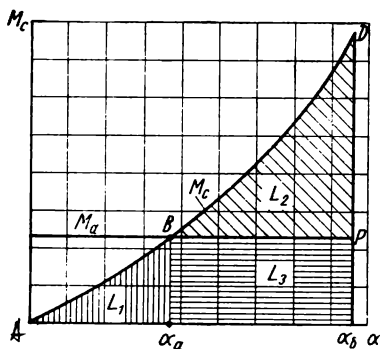
Обозначим эту часть работы:

$$L_{m_1} = \omega_m \int_0^{t_a} M dt = \int_0^{\alpha_a} M_c d\alpha. \quad (3)$$

2-й этап. Работа, затрачиваемая с начала трогания и до конца буксования сцепления, на ускорение ведомого вала и на преодоление внешних сопротивлений. Работа второго этапа условно может быть разделена на две части:

1) работу, затрачиваемую на ускорение автомобиля с начала трогания автомобиля и до конца буксования, т. е. до того момента, когда угловая скорость ведомого вала ω_a станет равной угловой скорости ведущего вала ω_m (точка D на фиг. 56 и 57); обозначим эту часть работы через

$$L_{m_2} = J_a \omega_m^2; \quad (4)$$



Фиг. 57. График работы буксования.

2) работу, затрачиваемую с начала трогания до конца буксования сцепления на преодоление внешних сопротивлений (точка P на фиг. 57); обозначим эту часть работы через

$$L_{m_3} = M_a \omega_m (t_b - t_a), \quad (5)$$

где t_b — время конца буксования.

Таким образом, полезная работа двигателя

$$L_n = L_m - L_b, \quad (6)$$

где L_m — работа двигателя;
 L_b — работа буксования.

Уравнения для определения работы буксования в отдельные моменты разгона автомобиля приведены в табл. 15.

Так как работа буксования зависит от ряда конструктивных параметров автомобиля (веса автомобиля, передаточных чисел силовой передачи, начальных чисел оборотов коленчатого вала двигателя при включении сцепления, темпа включения и дорожных условий), то для определения ее необходимо иметь такое уравнение, в которое входили бы эти параметры.

Как показали проведенные опыты, буксование сцепления заканчивается обычно до момента полного включения сцепления

Уравнения для определения работы буксования сцепления в отдельные моменты разгона автомобиля

Этапы		Работа		
		двигателя	полезная	буксования
1	С начала включения сцепления до начала трогания автомобиля	$L_{m_1} = \int_0^{t_a} M dt$	$L_{n_1} = 0$	$L_1 = \int_0^{t_a} M dt$
2	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	$L_{m_3} = M_a \omega_m (t_6 - t_a)$	$L_{n_3} = M_a \int_{t_a}^{t_6} \omega_c dt$	$L_3 = M_a (\alpha_6 - \alpha_a)$

(фиг. 56). Буксование сцепления после полного его включения было получено лишь при резком отпускании педали сцепления.

На величину работы буксования большое влияние оказывает закономерность включения сцепления, которая характеризуется темпом включения k . Темп включения представляет собой первую производную момента трения M_c по времени:

$$k = \frac{dM_c}{dt}. \quad (7)$$

Момент трения может нарастать по прямой (равномерный темп включения сцепления). Темп включения может быть также равномерно-ускоренным, равномерно-замедленным или комбинированным.

При $k = \infty$ происходит мгновенное резкое включение сцепления (бросок). Влияние закономерности включения сцепления на параметры разгона машин было весьма подробно исследовано Х. Г. Барам и Н. М. Дойниковым.

Знание влияния закономерностей включения сцепления на параметры разгона автомобиля имеет большое значение при проектировании центробежных сцеплений и автоматических приводов, ибо позволяет решить вопросы плавности разгона, минимального времени разгона и работы буксования в зависимости от заданных условий движения и конструктивных параметров автомобиля.

Первый этап включения сцепления должен быть пройден достаточно быстро, так как работа двигателя на этом этапе является бесполезной, а второй этап — по той или иной закономерности

включения в зависимости от требуемой плавности разгона автомобиля.

Угловое ускорение ϵ и угловая скорость ω_a ведомого вала, характеризующие в любой момент времени процесс разгона, могут быть определены из следующих уравнений:

$$\epsilon = \frac{d\omega_a}{dt} = \frac{M_c - M_a}{J_a} \quad (8)$$

и

$$\omega_a = \omega_0 + \int_0^t \epsilon dt, \quad (9)$$

где M_c — момент трения сцепления;

M_a — момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к ведомому валу сцепления (ведущему валу коробки передач), без учета к. п. д. трансмиссии;

J_a — момент инерции автомобиля, приведенный к ведущему валу коробки передач;

ω_0 — начальная угловая скорость ведомого вала в любой момент времени.

Момент сопротивления движению автомобиля

$$M_a = \frac{G \psi r_{\kappa}}{i_0 i_p} \quad (10)$$

и момент инерции автомобиля

$$J_a = \frac{G r_{\kappa}^2}{g^2 i_0^2 i_p^2}, \quad (11)$$

где G — вес автомобиля;

ψ — коэффициент сопротивления движению;

r_{κ} — радиус колеса;

i_0 — передаточное число главной передачи;

i_p — передаточное число раздаточной коробки;

g — ускорение силы тяжести.

Для учета вращающихся масс колес в уравнение (11) вместо веса автомобиля G следует ввести величину $G(1 + \delta')$ (вращающимися массами деталей трансмиссии пренебрегаем, так как по сравнению с массой колес они весьма незначительны).

Коэффициент δ' определяется из выражения

$$\delta' = \frac{zgJ_{\kappa}}{r_{\kappa}^2 G}, \quad (12)$$

где z — число колес автомобиля; (z_1 — число передних колес; z_2 — число задних колес);

J_{κ} — момент инерции колеса.

Так как моменты инерции передних и задних колес грузовых автомобилей обычно различны, то

$$J_{\kappa} z = J_{\kappa_1} z_1 + J_{\kappa_2} z_2. \quad (13)$$

Моменты инерции колеса J_K в $\text{кгм}\cdot\text{сек}^2$ грузовых автомобилей [4]

Наименование	Моменты инерции колес для различных автомобилей						
	4×2					4×4	
	ГАЗ-51 J_K	ЗИЛ-150		ЯАЗ-200		ГАЗ-63 J_K	ЗИЛ-151 J_K
		J_K	Вес в кг	J_K	Вес в кг		
Колесо в сборе с шиной	0,7000	1,1498	97,5	2,500	155	1,4107	0,7187
Тормозной барабан со ступицей:							
передний	0,0446	0,1046	36	0,1790	60	0,420	0,0971
задний	0,0835	0,1340	52	0,2880	109	0,0728	0,0971
Колесо в сборе с тормозным барабаном и ступицей:							
переднее	0,7446	1,2544	133,5	2,679	215	1,4527	0,8158
заднее	0,7835	1,2838	247	5,288	419	1,4835	0,8158
Суммарный момент инерции всех колес . .	4,4562	7,3780	—	15,934	—	5,8724	4,8948
Колесо в сборе с тормозным барабаном и ступицей; шины типа „вездеход“	—	1,245 (9,00×20)	97,5	2,500 (12,00×20)	155	—	—
Примечание. Для автомобиля ЯАЗ-200 приведены данные НАМИ.							

Так как точное теоретическое определение моментов инерции колес представляет трудоемкую работу, то следует пользоваться экспериментальными данными. В табл. 16 приведены экспериментальные данные значений моментов инерции J_K для некоторых отечественных автомобилей.

Как уже указывалось, сцепление не только дает возможность осуществить полное отсоединение двигателя от силовой передачи, но и снижает ударные нагрузки в ее сочленениях и главным образом в шестернях коробки передач при их переключении.

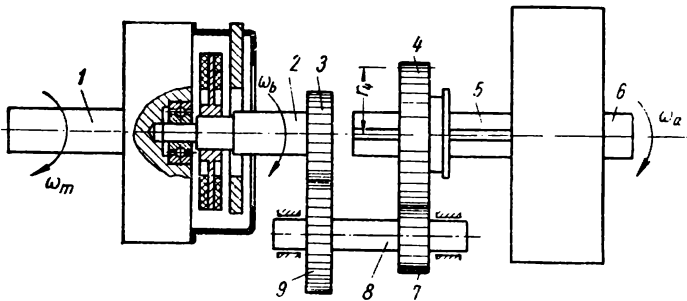
Для анализа работы сцепления рассмотрим принципиальную схему силовой передачи автомобиля без раздаточной коробки, приведенную на фиг. 58.

Пользуясь уравнением количества движения в применении к вращательному движению, получим следующее выражение для импульса момента, действующего на вал 5 за время переключения шестерен при выключенном сцеплении:

$$P_{ш} r_{ш} t = \frac{J_c J_a i_k (\omega_m - i_k \omega_a)}{J_c i_k^2 + J_a}, \quad (14)$$

- где
- J_c — приведенный к ведущему валу коробки передач момент инерции вала 2 и связанных с ним деталей (ведомый диск и вал 8 с шестернями 7 и 9);
 - J_a — приведенный к ведомому валу 5 момент инерции автомобиля с учетом вращающихся масс колес;
 - ω_m и ω_a — соответственно угловые скорости валов 1 и 5;
 - $r_{ш}$ — радиус начальной окружности включаемой шестерни (в данном случае шестерни 4, равный r_4);
 - i_k — передаточное число коробки передач;
 - $P_{ш}$ — окружное усилие, действующее на зубья шестерен 4 и 7 в момент их переключения;
 - t — время, в течение которого угловая скорость вращения валов 5 и 6 достигла среднего значения.

Импульс момента прямо пропорционален произведению моментов инерции $J_c J_a$, следовательно, удар между зубьями будет тем меньше, чем меньше момент инерции J_c .



Фиг. 58. Принципиальная схема силовой передачи автомобиля.

При определении момента инерции J_c (ведомого диска ведущего и промежуточного валов и связанных с ними деталей) необходимо помнить, что момент инерции промежуточного вала и связанных с ним деталей должен быть приведен к угловой скорости вращения ведущего вала. Если после приведения моментов инерции шестерен, постоянно связанных с промежуточным валом, его суммарный момент инерции относительно оси вращения будет J_c' , а момент инерции ведо-

мого диска и ведущего вала относительно оси вращения J'_c , то момент инерции

$$J_c = J'_c + \frac{J_c''}{i_n^2}, \quad (15)$$

где i_n — передаточное число шестерен постоянного зацепления.

Для определения момента инерции ведомого диска с гасителем колебаний пружинного типа П. Хельдт рекомендует эмпирическую формулу [20]

Моменты инерции ведомых дисков, подсчитанные по уравнению (16)

$$J'_c = 0,00000028 \cdot D^4 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2, \quad (16)$$

где D — наружный диаметр фрикционного кольца в см.

В табл. 17 приведены моменты инерции ведомых дисков сцеплений, подсчитанные по эмпирической формуле. Этими данными можно пользоваться для предварительных расчетов. Конструктивное выполнение ведомого диска

оказывает влияние на величину его момента инерции. Так, например, наличие плоских пружин между фрикционным кольцом и диском увеличивает момент инерции ведомого диска.

В табл. 18 приведены данные о моментах инерции ведомых дисков, средних нажимных дисков и кожухов сцеплений фирмы Лонг.

Таблица 18

Моменты инерции узлов сцеплений фирмы Лонг

Тип сцепления	Модель сцепления	Момент инерции в кгсм·сек ²			Наружный диаметр фрикционного кольца D в мм
		Ведомый диск в сборе	Средний нажимной диск	Кожух в сборе ***	
Одно-дисковые	10CF	0,126	—	0,72	254
	11CF	0,161	—	1,10	280
	12CB *	0,302	—	2,62	304
	13-6 *	0,690	—	5,05	350
	15-4 *	0,98	—	8,55	395
	17 *	1,21	—	11,50	425
Двух-дисковые	29A	0,300	0,586	1,10	248
	31A	0,356	1,27	1,79	280
	34BD	1,050	4,00**	5,18	350

* Сцепления 12CB, 13-6, 15-4 и 17 близки по конструктивному выполнению сцеплениям фирмы Фихтель и Сахс (см. фиг. 6).

** Большая величина момента инерции объясняется увеличенными размерами нажимного диска из-за наличия каналов для охлаждения (см. фиг. 12).

*** Кожух в сборе состоит из собственного кожуха, нажимного диска, пружин и нормалей.

Весовые данные по сцеплениям фирмы Лонг приведены в табл. 12. На фиг. 59 приведены кривые, показывающие примерное изменение моментов инерции ведомых дисков и кожухов в сборе сцеплений фирмы Лонг в зависимости от наружного диаметра фрикционного кольца. Хотя для других конструкций сцеплений эти данные будут иными, но все же они дают представление о порядке величин.

При торможении автомобиля с выключенным сцеплением, когда автомобиль имеет значительное отрицательное ускорение, все механизмы силовой передачи нагружаются инерционным моментом M_j , зависящим от массы вращающихся частей двигателя J'_m и связанных с ним деталей J''_m (нажимного диска и кожуха сцепления).

Помимо вращающихся частей двигателя, определенное инерционное действие окажут и все другие вращающиеся детали силовой передачи. Но так как момент инерции маховика коленчатого вала и связанных с ним деталей значительно больше моментов инерции деталей силовой передачи и принимая во внимание, что скорость вращения этих деталей при включенных передачах значительно меньше, можно пренебречь их влиянием.

Определение момента инерции маховика вследствие сравнительно простой его формы не представляет каких-либо трудностей.

Величины моментов инерции вращающихся частей двигателей и сцеплений отечественных грузовых автомобилей приведены в табл. 19.

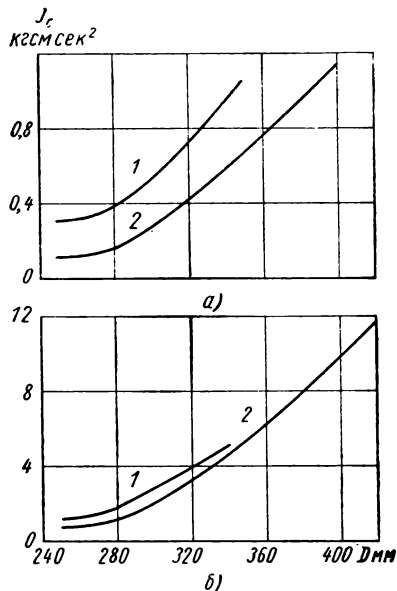
Инерционный момент определяется по уравнению

$$M_j = J_m \frac{d\omega}{dt}. \quad (17)$$

Значение инерционного момента в зависимости от отрицательного ускорения автомобиля j_τ и конструктивных параметров силовой передачи определяется из выражения

$$M_j = J_m j_\tau \frac{i_0^i i_k^i p}{r_k}. \quad (18)$$

При постоянном значении отрицательного ускорения j_τ автомобиля инерционный момент получается прямо пропорциональным



Фиг. 59. Зависимость моментов инерции J_c ведомых дисков и кожухов сцепления от наружного диаметра фрикционного кольца D сцеплений фирмы Лонг:

а — моменты инерции ведомых дисков; б — моменты инерции кожухов; 1 — двухдисковые; 2 — однодисковые.

Моменты инерции вращающихся частей двигателей и сцеплений отечественных грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Наименование деталей и механизмов	Момент инерции в кгм·сек ²	Вес маховых масс в кг
ГАЗ-51	Маховик	0,0278 [4]	
	„ со сцеплением ¹	0,0367 [4]	
	„ валом и шатунами ² , коленчатый вал	0,0455 [4]	56,0 [10]
ЗИЛ-150	Маховик	0,0804 [4]	
	„ со сцеплением ¹	0,1065 [4]	
	„ валом и шатунами ² , коленчатый вал	0,1165 [4]	88,5 [10]
МАЗ-200	Маховик со сцеплением, коленчатый вал и шатунами ²	0,3100 [10]	157 [10]

¹ Все вращающиеся детали сцепления, за исключением ведомых элементов.
² Две трети массы шатунов на радиусе кривошипа коленчатого вала.

передаточным числам i_0 , i_k и i_p и обратно пропорциональным радиусу колеса r_k .

Так как для большинства автомобилей при резком торможении инерционный момент больше момента трения сцепления M_c , то сцепление в этом случае предохраняет силовую передачу автомобиля от чрезмерных нагрузок.

В табл. 20 приведены инерционные моменты, нагружающие силовую передачу некоторых грузовых автомобилей отечественного производства. Отрицательное ускорение при этих расчетах было принято равным 7 м/сек^2 для случая торможения всеми колесами. Как видно из таблицы, инерционный момент на первой передаче для всех автомобилей (за исключением ГАЗ-51 и ГАЗ-63) значительно превосходит момент трения сцепления M_c . Инерционные моменты, указанные в табл. 20, определены с учетом моментов инерции кожухов сцеплений и средних нажимных дисков. Эти инерционные моменты составляют сравнительно большую величину относительно момента инерции вращающихся частей двигателя. Так, для автомобиля ГАЗ-51 момент инерции кожуха сцепления равен примерно 15% от момента инерции вращающихся частей двигателя, а для двухдискового сцепления ЗИЛ-150 момент инерции кожуха и среднего нажимного диска составляет около 24% от момента инерции вращающихся частей двигателя.

**Инерционные моменты, нагружающие силовую передачу грузовых автомобилей
отечественного производства**

Марка автомо- биля	Максимальный крутящий момент двигателя M_{\max} в кгм	Момент трения сцепления M_c в кгм	Момент инерции вращающихся частей J_m в кгм·сек ²	Передаточные отношения			Радиус колеса r_k в м	Инерционный момент M_j в кгм при	
				Коробка передач (передняя передача) i_{k1}	Главная передача i_0	Раздаточная коробка i_p		$i_k = 1$	$i_k = i_{k1}$
ГАЗ-51	20,5	33,3	0,0455	6,40	6,67	—	0,440	4,8	30,60
ЗИС-5	28,5	59,0	0,150[17]	6,60	5,41	—	0,450	15,4	99
ЗИЛ-150	33,0	81,5	0,1165	6,24	7,63	—	0,478	12,5	81,2
ГАЗ-200	48,0	107,0	0,310	6,17	8,21	—	0,485	36,8	227
ГАЗ-63	21,0	33,3	0,0455	6,40	7,60	1,00	0,476	5,3	32,4
ЗИЛ-157	34,0	81,5	0,1165	6,24	6,67	1,24	0,456	11,9	93,5

Примечания: 1. Отрицательное ускорение $j_\tau = 7 \text{ м/сек}^2$.
2. Расчет произведен с учетом момента инерции вращающихся деталей двигателя и деталей сцепления.

При резком включении («броске») сцепления силовая передача подвергается ударным скручивающим нагрузкам. Такие нагрузки возникают как при трогании автомобиля с места, так и при включении сцепления при движении автомобиля (большая скорость движения автомобиля и холостой ход двигателя).

Резкое включение («бросок») сцепления характеризуется весьма высокой скоростью его включения. В этом случае величина момента трения зависит не только от нажимных пружин, но и от инерционной силы нажимного диска, что приводит к повышению момента трения сцепления ¹.

Для определения момента трения при резком включении сцепления необходимо знать величину нажимного усилия P_{\max} . При быстром освобождении педали нажимные пружины сообщают как нажимному диску, так и деталям привода значительное ускорение, в силу чего нажимной диск, соприкасаясь с кольцом ведомого диска, имеет определенную поступательную скорость. Величина этой скорости зависит от жесткости нажимных пружин, величины зазора между дисками, массы нажимного диска и от приведенной массы привода.

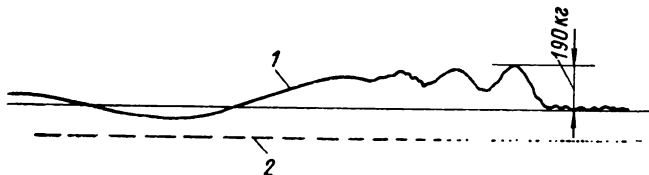
Зная ускорения и массы привода и нажимного диска, а также силы сопротивления их перемещению, можно найти P_{\max} .

К основным конструктивным параметрам, с которыми приходится оперировать при определении P_{\max} при резком включении сцепления, относятся: число и жесткость нажимных пружин и пружин привода; зазор между нажимным и ведомым дисками при выключении сцепления; податливость фрикционного кольца; размеры шлицевого соединения и т. п.

¹ Подробное теоретическое и экспериментальное исследование этого вопроса было проведено П. П. Лукиным, И. С. Луневым и А. К. Фрумкиным.

Опыты И. С. Лунева [13] показали, что при резком включении сцепления динамический момент трения превышает момент трения сцепления, определенный по максимальному усилию нажимных пружин.

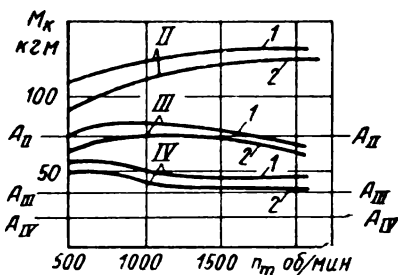
Опыты П. П. Лукина [12], проведенные на автомобиле ГАЗ-51, показали, что при резком включении сцепления (время включения порядка 0,2 сек.) на второй передаче инерционный момент на карданном валу был равен 190 кгм.



Фиг. 60. Осциллограмма трогания с места автомобиля ГАЗ-51 на второй передаче (опыты П. П. Лукина):

1 — крутящий момент на карданном валу; 2 — число оборотов коленчатого вала двигателя.

На фиг. 60 приведена осциллограмма трогания с места автомобиля ГАЗ-51 на второй передаче при 2000 об/мин коленчатого вала двигателя и резком включении сцепления [12]. Как видно из осциллограммы, крутящий момент на карданном валу сначала быстро нарастает, а затем происходят его колебания. После прекращения колебаний момент становится на некоторое время постоянным и его величина примерно равна статическому моменту трения сцепления.



Фиг. 61. Влияние демпферных пружин на величину крутящего момента на карданном валу при резком включении сцепления (опыты П. П. Лукина):

1 — сцепление без гасителя колебаний; 2 — сцепление с гасителем колебаний; II, III, IV — передачи; A_{II} , A_{III} и A_{IV} — значения максимальных моментов двигателя при соответствующих передачах.

После прекращения колебаний момент становится на некоторое время постоянным и его величина примерно равна статическому моменту трения сцепления. Пробуксовка колес автомобиля не предохраняет в этом случае от возникновения больших инерционных нагрузок. Вопросы приближенного расчета максимального динамического момента, возникающего на ведущем валу коробки передач при резком включении сцепления, рассматриваются И. С. Цитович [23]. Им приводятся не только общие расчетные

положения, но и примеры расчета динамического момента при резком включении сцепления для автомобилей ГАЗ-51 и МАЗ-200.

Уменьшение общей жесткости силовой передачи применением ведомых дисков с гасителем колебаний или упругой резиновой муфты в карданной передаче (дисковые карданы с упругим элементом, карданы с резиновыми втулками и т. п.) дает снижение динамического крутящего момента.

На фиг. 61 показано влияние пружин гасителя колебаний на величину крутящего момента на карданном валу M_k при резком включе-

нии сцепления при трогании автомобиля с места на второй, третьей и четвертой передачах.

В обычных условиях эксплуатации включение сцепления производится плавно. Плавность включения сцепления при отсутствии специальных демпфирующих устройств в механизме привода при неавтоматическом приводе зависит от индивидуальных особенностей водителя.

Измерителем плавности включения сцепления, а следовательно, разгона автомобиля служит $\frac{dj}{dt}$, т. е. производная ускорения автомобиля по времени. При плавном включении сцепления время включения составляет 2—5 сек.

При эксплуатации автомобилей в плохих дорожных условиях, особенно когда необходимо преодолеть трудные дорожные участки, иногда при трогании автомобиля с места пользуются резким включением сцепления, при котором время включения весьма мало (около 0,2—0,5 сек.). Резкое включение сцепления является ненормальным, но в некоторых случаях необходимым.

Иногда при включении сцепления при трогании автомобиля с места происходит «дергание», характеризующееся резкими рывками и вибрациями в силовой передаче. «Дергание» является следствием возникновения в системе сцепления механических релаксационных колебаний, обусловленных трением¹.

Для устранения «дергания» [21] фрикционные кольца должны отвечать следующим требованиям:

1) коэффициент трения покоя фрикционных колец должен быть меньшим или равным коэффициенту трения скольжения при всех условиях работы сцеплений;

2) фрикционные кольца (в частности, асбофрикционные) не должны содержать компонентов, способных намазываться на металлическую поверхность, увеличивая тем самым коэффициент трения;

3) коэффициент трения скольжения фрикционных колец не должен уменьшаться при увеличении скорости скольжения при всех условиях работы сцепления.

¹«Дергание» при включении сцепления было исследовано на Автозаводе им. Лихачева И. Г. Шаровым и П. С. Фоминым и в Институте машиноведения АН СССР Ю. И. Костерным и И. В. Крагельским.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СЦЕПЛЕНИЙ

Для оценки и сопоставления между собой условий работы фрикционного сцепления на автомобиле приняты следующие параметры: коэффициент запаса сцепления β ;
удельное давление p_0 ;
удельная работа буксования q ;
повышение температуры деталей сцепления за процесс буксования τ .

КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА СЦЕПЛЕНИЯ

Надежная передача крутящего момента двигателя будет в том случае, если момент трения сцепления M_c при всех эксплуатационных режимах больше максимального крутящего момента двигателя M_{\max} .

Для определения, во сколько раз момент трения M_c превышает максимальный крутящий момент двигателя, принят коэффициент запаса сцепления

$$\beta = \frac{M_c}{M_{\max}}, \quad (19)$$

где M_c — момент трения сцепления;

M_{\max} — максимальный крутящий момент двигателя.

При определении коэффициента запаса сцепления β в начале проектирования сцепления пользуются обычно статистическими данными, учитывая тип и эксплуатационные условия автомобиля и конструктивные особенности сцепления.

Уточнение значения коэффициента запаса сцепления β производится после того, как спроектированы детали сцепления, влияющие на его величину.

На выбор величины коэффициента запаса сцепления β большое влияние оказывает наличие возможности регулировать нажимное усилие. При наличии этой регулировки коэффициент β может быть несколько снижен.

Фирма Лонг, изготавливающая нерегулируемые сцепления, указывает допустимые значения максимальных крутящих моментов двигателей для легковых и грузовых автомобилей и автобусов. Большие

значения крутящего момента двигателя рекомендуются для легковых автомобилей и меньшие — для автобусов, у которых частота пользования сцеплением будет наибольшей. Другие фирмы также указывают два или три значения крутящих моментов двигателей, причем для одних и тех же размеров фрикционных колец значения крутящих моментов двигателя будут примерно одинаковыми у многих различных фирм.

Таким образом, считая, что данное сцепление обеспечивает определенный момент трения, коэффициент запаса β будет различным для разных типов автомобилей.

Фирма Лайп, изготавливающая сцепления с регулировкой нажимного усилия, рекомендует при подборе сцепления исходить из коэффициента $\beta = 1,5$ (при коэффициенте трения $\mu = 0,2$) и для этих его величин указывает типы нажимных пружин и значения максимальных крутящих моментов двигателей.

Действительная величина коэффициента запаса сцепления β колеблется для грузовых автомобилей от 1,4 до 2,0, а иногда и выше.

В табл. 21—23 приведены данные по основным параметрам сцеплений отечественных и американских грузовых автомобилей. Указанные в таблицах значения β могут служить материалом при выборе коэффициента запаса сцепления.

Данные по значениям коэффициента запаса β для сцеплений автомобилей довоенного времени¹ показывают совпадение этих значений с коэффициентами β сцеплений современных грузовых автомобилей и автобусов.

Для полуцентробежных сцеплений момент трения M_c не остается постоянным, а возрастает с увеличением числа оборотов коленчатого вала двигателя, что изменяет коэффициент запаса сцепления β . Поэтому для полуцентробежных сцеплений этот коэффициент определяют для трех режимов его работы: при числе оборотов $n_m = 0$, при n_m , соответствующих M_{\max} , и n_m , соответствующих N_{\max} . При $n_m = 0$ коэффициент запаса сцепления определяется без учета влияния центробежных сил грузов, т. е. только по усилию пружин. Таким образом:

$$\left. \begin{aligned} \beta_{n=0} &= \frac{M_{cn=0}}{M_{\max}}; \\ \beta_{M_{\max}} &= \frac{M_{cM_{\max}}}{M_{\max}}; \\ \beta_{N_{\max}} &= \frac{M_{cN_{\max}}}{M_{\max}}. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Как показывает практика, для сцеплений грузовых автомобилей $\beta_{n=0} = 1—1,3$ (и даже 1,5). Однако при высоком значении $\beta_{n=0}$

¹ В настоящей работе эти материалы не приводятся.

Таблица 21

Технические данные по сцеплениям грузовых автомобилей отечественного производства

Марка автомобиля	Полный вес (включая вес двух человек) в кг	Номинальная грузоподъем- ность или число пассажи- ров	Двигатель				Сцепление								
			Рабочий объем в см ³	Максимальная мощ- ность в л. с.	Число оборотов колен- чатого вала в минуту при максимальной мощности	Максимальный кру- тящий момент в кгм	Число ведомых дисков z	Диаметр фрикционного кольца в мм	Поверхность трения F (полая) в см ²		Число пружин z	Нажимное усилие P в кг *	Момент трения (при $\mu = 0,25$) M_c в кгм	Удельное давление p_0 в кг/см ²	Коэффициент запаса сцепления β
									наружный D	внутренний d					
ГАЗ-АА	3 460	1,5	3280	42	2600	15,5	1	248	139	664	12	655	31,8	1,97	2,05
ГАЗ-51 **	5 360	2,5	3480	70	2800	20,5	1	254	150	660	9	660	33,3	2,00	1,59
ГАЗ-51	5 360	2,5	3480	70	2800	20,5	1	254	150	660	9	740	37,3	2,25	1,78
ГАЗ-63	5 350	2,0	3480	70	2800	20,5	1	254	150	660	9	740	37,3	2,25	1,78
ЗИС-5	6 250	3	5550	73	2800	28,5	2	279	165	1 592	12	530	59,0	1,48	2,07
ЗИЛ-150	8 250	4	5550	100	2800	33,0	2	279	165	1 592	12	735	81,5	2,05	2,46
ЗИЛ-157 ***	10 450	4,5	5550	109	2800	34	2	279	165	1 592	12	735	81,5	2,05	2,38
МАЗ-200	13 625	7,0	4650	110	2000	48	1	352	185	1 408	1 ****	1600	107,0	2,28	2,25
ЯАЗ-210	23 510	12,0	6970	165	2000	70,5	1	381	203	1 632	1 ****	2060	150,0	2,52	2,13

* Нажимное усилие определено, исходя из максимального усилия всех нажимных пружин.

** Полуцентробежное сцепление. Нажимное усилие определено только по усилию пружин.

*** Полный вес для автомобиля с лебедкой.

**** Центральная пружина.

Технические данные по сцеплениям грузовых автомобилей производства США (полный вес от 4500 до 9000 кг)

Фирма	Двигатель				Сцепление						
	Рабочий объем в см ³	Максимальная мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту, соответствующее максимальной мощности	Максимальный крутящий мо- мент в кгм	Диаметр фрикционного кольца в мм	Площадь трения (полная) F в см ²	Число пружин z	Нажимное ус- лие P в кг	Момент трения M _t (при $\mu = 0,25$) в кгм	Удельное дав- ление P ₀ в кг/см ²	Коэффициент запасы сцепле- ния β
Авилебл	4020	73	3000	23,0	254						
	4620	85	3200	26,0	301	890	1	780	47	1,75	1,81
Броквей	5900	71	3100	21,5	254	650	9	630	47	1,94	2,20
	7260	82	3100	25,0	279	840	12	925	50	2,20	2,02
	8160	86	2600	28,4	327	1148	1	1000	64	1,73	2,19
Шевроле	6110	90	3300	24,0	224	458	12	740	34	3,25	1,42
	6810	84	2800	24,0	301	890	1	780	47	1,75	1,96
8620	84	2800	24,0	301	890	1	780	47	1,75	1,96	
Даймонд	7000	82	2800	26,0	279	840	12	925	50	2,20	1,93
	8160	86	2600	31,5	301	890	1	780	47	1,75	1,50
Федераль	5900	75	3000	22,6	254	650	9	675	34	2,08	1,50
	6810	82	3000	25,8	279	840	12	925	50	2,20	1,94
	8620	85	2900	28,8	279	840	12	925	50	2,20	1,74
	4540	66	3500	20,0	254	650	9	630	32	1,94	1,60
Грамм	6330	67	3000	21,2	254	650	9	630	32	1,94	1,53
	4620	85	2900	28,8	301	890	1	780	47	1,75	1,93
	5245	95	2800	29,6	301	890	1	780	47	1,75	1,59
	3800	81	3200	23,7	250	608	12	685	35	2,25	1,48
Интернационал	7400	89	3200	26,6	276	716	12	790	44	2,20	1,65
	8500	100	2800	23,2	301	942	15	950	53	2,19	2,63
	5220	110	2600	34,6	305	964	12	845	51	1,75	1,46
	8160	110	2600	34,6	305	964	12	845	51	1,75	1,46

П р и м е ч а н и е. Все двигатели карбюраторные, шестцилиндровые.

Все сцепления простые, число ведомых дисков $l = 1$.

Технические данные по сцеплениям грузовых автомобилей производства США (полный вес от 9000 до 20 000 кг)

Фирма	Полный вес авто- мобиля в кг	Двигатель				Сцепление							
		Рабочий объем в см ³	Максимальная мощность в л. с.	Число оборотов коленчатого вала в минуту, соот- ветствующее максимальной мощности	Максимальный момент в кгм	Диаметр фрикционного колеса в мм	напряж- енный D	внутренний двугранный	Площадь крутящий мо- мент в см ²	Число пружи- н	Нажимное уси- лие P в кг	Момент трения M _c (при η = 0,25) в кгм	Удельное давле- ние p ₀ в кг/см ²
Авилебл	10 000	5 245	86	2800	29,0	327	184	1148	1	955	58	1,66	2,00
	12 000	7 530	112	2300	45,5	352	184	1414	1	1135	75	1,98	1,65
	15 900	8 480	126	2300	50,5	352	184	1414	1	1135	75	1,61	1,48
Броквей	12 700	5 910	95	2500	34,6	327	184	1148	1	1135	74	1,98	2,13
	15 400	7 000	133	2600	44,4	352	184	1414	1	1180	79	1,67	1,78
Даймонд	11 800	6 180	100	2200	37,4	352	184	1414	1	1135	75	1,61	2,01
Федераль	13 650	6 610	125	2800	42,5	327	184	1148	1	955	58	1,66	1,36
	10 200	6 260	107	2800	39,5	327	184	1148	1	955	58	1,66	1,47
Интернационал	12 200	6 710	114	2800	42,5	352	203	1414	12	955	64	1,35	1,50
Вард ла Френс	12 700	7 530	112	2400	46,0	352	184	1414	1	1135	75	1,61	1,63
	16 300	8 480	126	2400	50,5	352	184	1414	12	1135	75	1,61	1,48
Федераль ¹	9 550	3 070	82	3000	25,8	279	156	840	12	925	50	2,20	1,94
	10 000	3 070	82	3000	25,8	279	156	840	12	925	50	2,20	1,94
	11 800	3 200	85	2900	30,0	279	156	840	12	925	50	2,20	1,66
	11 350	3 200	85	2900	30,0	279	156	840	12	925	50	2,20	1,66
Интернационал ¹	10 900	5 200	100	2800	33,4	301	175	942	15	990	53	2,00	1,58
	15 500	6 510	114	2600	42,5	352	203	1414	12	955	64	1,35	1,51
	19 200	74 000	120	2400	45,6	352	203	1414	15	1190	79	1,73	1,73

Примечание. Все сцепления простые; число ведомых дисков $i = 1$. Двигатели все шестцилиндровые.

¹ Автомобили высокой проходимости (6×4 и 6×6).

исчезают преимущества полуцентробежных сцеплений. Повышение же коэффициента $\beta_{n=0}$ вызывается тем, что при малых его значениях происходит пробуксовка сцепления и повышенный износ фрикционных колец.

На фиг. 62 приведены зависимости коэффициента запаса сцепления β от числа оборотов коленчатого вала двигателя автомобиля ГАЗ-51.

УДЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ

Удельное давление на рабочие поверхности фрикционных колец представляет собой отношение нажимного усилия P к площади поверхности одной стороны фрикционного кольца F_1 :

$$p_0 = \frac{P}{F_1}. \quad (21)$$

Если выбрано значение β и известны размеры фрикционных колец, то величина удельного давления может быть определена из выражения

$$p_0 = \frac{16\beta M_{\max}}{i\mu\pi(D+d)^2(D-d)}, \quad (22)$$

где i — число поверхностей трения;

μ — коэффициент трения; для предварительных расчетов принимают $\mu = 0,25$;

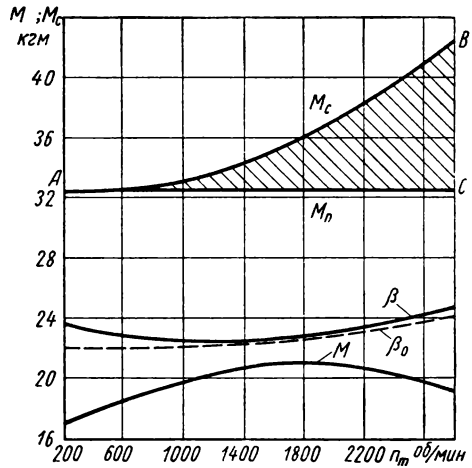
D — наружный диаметр фрикционного кольца;

d — внутренний диаметр фрикционного кольца.

Если максимальный крутящий момент двигателя M_{\max} берется в килограммометрах, то D и d должны быть выражены в метрах.

С увеличением полного веса грузового автомобиля наблюдается снижение удельной мощности ($л. с./м$), что ухудшает условия работы сцепления, так как чем больше вес автомобиля, тем больше времени требуется для его разгона до заданной скорости (вследствие относительно худших динамических качеств), причем перемена передач происходит более часто. Указанные обстоятельства влияют и на выбор удельного давления.

Удельное давление изменяется от 1,3 до 2,0 $кг/см^2$, причем более высокое значение относится к меньшим диаметрам фрикционных колец.



Фиг. 62. Зависимость момента трения M_c и коэффициента запаса сцепления β от числа оборотов коленчатого вала n_m двигателя для полуцентробежного сцепления (автомобиль ГАЗ-51):

β_0 — коэффициент запаса сцепления по максимальному крутящему моменту двигателя; β — коэффициент запаса сцепления по крутящему моменту двигателя при данном числе оборотов; M_c — суммарный момент трения сцепления (от пружин и центробежных грузов); M_n — момент трения, создаваемый нажимными пружинами; ординаты заштрихованной площади ABC равны моменту трения от центробежных сил грузов.

Удельные давления в сцеплениях фирмы Лайп

Тип сцепления	Модель сцепления	Диаметр фрикционного кольца в мм		Площадь одной поверхности трения F_1 в см ²	Максимальный крутящий момент двигателя M_{\max} в кгм	Удельное давление p_0 в кг/см ² (при $\beta = 1,5$)
		наружный D	внутренний d			
Одно-дисковое	Z34-S	302	184	450	27 29,6 34,5	1,66 1,82 2,12
	Z30-S	327	184	575	33,8 37,2 43,5	1,43 1,67 1,96
	Z32-S	352	184	715	37 40,6 47	1,3 1,42 1,64
	Z42-S	380	203	825	55 61	1,52 1,67
	Z40-S	380	203	810	58	2,14
Двух-дисковое	Z37-S	302	184	575	79	1,80
	Z54-S	352	197	675	95	1,72
	Z38-S	368	203	745	115 145	1,68 2,16

Данные по грузовым автомобилям производства США, приведенные в табл. 22 и 23, показывают, что сцепления, установленные на автомобилях с большим полным весом, работают с меньшим значением удельного давления. Такая же тенденция снижения удельного давления по мере увеличения диаметра фрикционного кольца наблюдается и в сцеплениях фирмы Лайп (табл. 24). Значения удельных давлений определены для коэффициента запаса сцепления $\beta = 1,5$.

Изменение величины удельного давления достигается применением пружин различных размеров.

Для полуцентробежных сцеплений удельное давление, так же как и нажимное усилие, зависит от скорости вращения двигателя и увеличивается с ростом числа оборотов.

При эскизном проектировании обычно не выбирают величину удельного давления, а проверяют ее, исходя из выбранных параметров (β , D и d), а также типа сцепления и выбранного числа ведомых дисков.

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА БУКСОВАНИЯ

Включение сцепления сопровождается работой буксования как в процессе переключения передач, так и при трогании автомобиля с места. Наибольшая величина работы буксования L_0 будет при трогании автомобиля с места, так как в этом случае имеется значительная разность угловых скоростей, которые выравниваются в период включения сцеплений. Работа же буксования прямо пропорциональна квадрату разности угловых скоростей.

Теоретическое исследование работы буксования было проведено акад. Е. А. Чудаковым [17]. Работа буксования рассмотрена им при двух предположениях: 1) в процессе включения сцепления остаются постоянными моменты M , M_c и M_a ; 2) в процессе включения сцепления остается постоянной угловая скорость вращения ω_m коленчатого вала двигателя.

При трогании автомобиля с места включение сцепления осуществляется таким образом, что угловая скорость вращения ω_m коленчатого вала двигателя сохраняется примерно постоянной, скорость же вращения ω_a ведомого вала постепенно возрастает от нуля до ω_m . Моменты M и M_c в этом случае не остаются постоянными, а постепенно увеличиваются до максимального значения.

Ниже приведены уравнения, необходимые для определения параметров буксования, исходя из условия, что ω_m остается в процессе включения сцепления постоянной.

Работа буксования зависит от момента трения M_c и угла буксования α , который при трогании автомобиля с места (α_0) определяется из уравнения ¹

$$\alpha_0 = \frac{2\pi n_m r_\kappa}{60 \cdot i_\kappa i_0} \left[\frac{G\psi}{k} + \frac{2}{3} \sqrt{\frac{2}{k} \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{2\pi n_m}{60}} \right]. \quad (23)$$

Время буксования, соответствующее углу поворота α_0 :

$$t_0 = \frac{r_\kappa}{i_\kappa i_0} \left[\frac{G\psi}{k} + \sqrt{\frac{2}{k} \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{2\pi n_m}{60}} \right] \quad (24)$$

и работа буксования L_0 сцепления при трогании автомобиля с места

$$L_0 = \frac{2\pi n_m r_\kappa^2}{60 \cdot i_\kappa^2 i_0^2} \left[\frac{G}{g} \cdot \frac{2\pi n_m}{7200} + \frac{G^2 \psi^2}{k} + \frac{2}{3} G\psi \sqrt{\frac{2}{k} \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{2\pi n_m}{60}} \right], \quad (25)$$

где n_m — число оборотов коленчатого вала двигателя в момент трогания автомобиля с места;

r_κ — радиус колеса;

i_κ — передаточное число коробки передач;

i_0 — передаточное число главной передачи;

G — полный вес автомобиля;

ψ — коэффициент сопротивления дороги;

k — коэффициент.

¹ Уравнение (23) и последующие уравнения, относящиеся к определению работы буксования, составлены для автомобиля, не имеющего раздаточной коробки.

Как видно из уравнения (25), работа буксования в значительной мере зависит от передаточных чисел силовой передачи и уменьшается с их увеличением. Если кроме коробки передач в силовую передачу введен еще какой-либо редуктор (дополнительная или раздаточная коробка и т. п.), увеличивающий общее передаточное число силовой передачи, то при использовании этой передачи для разгона автомобиля работа буксования для тех же дорожных условий будет уменьшаться.

При определении работы буксования L_0 сцепления автомобиля с прицепом в уравнение (25) вместо полного веса автомобиля G следует подставлять полный вес автопоезда G_n . При этом получается несколько преувеличенное значение работы буксования, так как полагают, что трогание автомобиля и прицепа происходит одновременно. В действительности из-за наличия зазоров в сочленениях дышла трогание прицепа происходит с некоторым опозданием, что снижает величину работы буксования.

Так как между временем включения сцепления t_0 (продолжительность включения) и коэффициентом k имеется определенная зависимость, то, задаваясь временем включения сцепления, можно определить коэффициент k и, подставляя его в уравнение (25), найти значение работы буксования для определенных дорожных условий, оцениваемых коэффициентом ψ :

$$k^2 t_0^2 i_k^2 - 2k \left(t_0 i_k \psi + \frac{2\pi n_m r_k}{60 \cdot i_0 g} \right) \frac{G r_k}{i_0} + \frac{G^2 \psi^2 r_k^2}{i_0^2} = 0. \quad (26)$$

Для сопоставления удельной работы буксования для разных моделей автомобилей необходимо, чтобы она была вычислена как для определенных дорожных условий, так и для определенных времени и режима работы двигателя в момент начала включения и длительности включения.

Для сравнительных расчетов акад. Е. А. Чудаковым были предложены для определения работы буксования при трогании автомобиля с места в тяжелых дорожных условиях принимать $\psi = 0,1$, длительность включения 5 и 10 сек. и начальное число оборотов коленчатого вала $n_m = 500$ в минуту.

Для учета действительных условий работы сцепления для ряда автомобилей работу буксования следует определять не при $\psi = 0,1$, а для значений, характеризующих эксплуатационные условия.

Что касается длительности включения, принимаемой равной 5 и 10 сек., то необходимо убедиться [по уравнению (27)] в том, что минимально возможное время буксования будет меньше указанных выше значений.

Для определения минимального времени буксования сцепления имеем выражение

$$t_{0 \min} = \frac{A^2 M'}{\left(M' - \frac{M_a}{i_k} \right)^2}, \quad (27)$$

где M' — крутящий момент двигателя, соответствующий числу оборотов коленчатого вала при начале включения сцепления.

$$A = \sqrt{2 \left(J_c + \frac{J_a}{i_k^2} \right) \omega_m}. \quad (28)$$

Крутящий момент двигателя берется при полном открытии дроссельной заслонки и заданной угловой скорости вращения ω_m , определяемой из выражения

$$\omega_m = \frac{2\pi n_m}{60}. \quad (29)$$

Так как абсолютное значение работы буксования L_0 не дает представления о нагруженности сцепления, то пользуются параметром удельной работы буксования, т. е. относят работу буксования к единице рабочей поверхности фрикционных колец,

$$q = \frac{L_0}{F} \text{ кгм/см}^2. \quad (30)$$

Несмотря на то, что работа буксования оказывает большое влияние на износ фрикционных колец, до сего времени отсутствуют работы, дающие возможность количественно оценить срок службы фрикционных колец в зависимости от качества материала, величины удельной работы буксования и некоторых других параметров.

Данные по удельной работе буксования для некоторых отечественных автомобилей приведены в табл. 25.

Таблица 25

Удельная работа буксования q за одно включение сцепления при трогании автомобиля с места на первой передаче (при $\psi = 0,1$)

Обозначение по колесной формуле	Марка автомобиля	Крутящий момент M_m в кгсм	Соответствующее число оборотов n_m в минуту	Полный вес автомобиля в кг	Радиус колеса r_k в м	Полная рабочая поверхность фрикционных колец в см ²	Передаточные числа			Минимальное время буксования t_0 min в сек.	Удельная работа буксования q в кгм/см ²	
							Коробка передач i_k	Раздаточная коробка i_p	Главная передача i_0		$t_0 = 5$ сек.	$t_0 = 10$ сек.
4×2	ГАЗ-51	1800	500	5 210	0,440	660	6,40	—	6,67	0,72	0,161	1,69
	ЗИС-5	2500	500	6 100	0,450	1592	6,10	—	6,41	0,56	0,94	1,97
	ЗИЛ-150	2850	500	8 110	0,478	1592	6,25	—	7,63	0,60	2,62	4,25
	МАЗ-200	4500	800	13 170	0,485	1408	6,17	—	7,60	—	9,65	15,70
4×4	ГАЗ-63	2500	500	5 280	0,476	660	6,60	—	7,60	—	—	—
	ЗИЛ-151	2850	500	10 230	0,456	1592	6,25	1,24	6,67	—	2,00	4,23
	ЯАЗ-210	6600	800	23 510	0,532	1632	6,17	1,07	8,21	1,35	12,32	—

ПОВЫШЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ДЕТАЛЕЙ СЦЕПЛЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ БУКСОВАНИЯ

На износ фрикционных колец сцепления большое влияние оказывает его нагрев в процессе буксования. Вследствие весьма плохой теплопроводности фрикционных колец можно принять, что все тепло, выделяющееся при буксовании сцепления, поглощается его трущимися деталями, соприкасающимися с фрикционными кольцами. Так как время буксования сравнительно мало, то отдача тепла во внешнюю среду за это время также незначительная. Поэтому нагревающиеся в процессе буксования детали сцепления должны иметь достаточную массу для поглощения тепла без значительного повышения их температуры. Отдача тепла во внешнюю среду улучшается при устройстве обдува нагретых деталей сцепления.

Так как наибольшая работа трения затрачивается при трогании автомобиля с места, то и расчет на нагрев следует производить в момент его трогания.

Повышение температуры деталей сцепления в процессе буксования может быть определено по уравнению

$$\tau^{\circ} = \frac{\gamma L_0}{427 \cdot c G_d}, \quad (31)$$

где L_0 — работа буксования;

γ — коэффициент, определяющий долю работы трения, которая затрачивается на нагревание деталей, подлежащих расчету;

c — теплоемкость нагреваемых деталей; при расчете можно принять $c = 0,115$ кал на 1°C (для чугуна);

G_d — вес нагреваемых деталей.

Для получения возможно низкой температуры нагрева деталей сцепления необходимо, чтобы нажимные диски и маховик имели большую массу.

Таблица 26

Повышение температуры нажимного диска при трогании автомобиля с места
за одно включение сцепления на первой передаче ($c = 0,115$ кал на 1°)

Обозначение по колесной формуле	Марка автомобиля	Вес нажимного диска в кг	Повышение температуры в $^{\circ}\text{C}$ при	
			$t_0 = t_{0 \text{ min}}$	$t_0 = 5$ сек.
4×2	ГАЗ-51	4,2	0,23	2,42
	ЗИС-5	5,0*	0,29	3,07
	ЗИЛ-150	5,0*	—	8,5
	МАЗ-200	10,5	—	1,32
4×4	ГАЗ-63	4,2	—	—
	ЗИЛ-151	5,0	—	6,5
	ЯАЗ-210	13,9	2,38	12,45

* Средний нажимной диск.

В табл. 26 приведены расчетные данные по повышению температуры деталей сцепления отечественных автомобилей, определенные для одного включения при трогании автомобиля с места.

По опытам А. И. Мамлеева, проведенным им на автомобиле ГАЗ-51, повышение температуры нажимного диска за одно включение сцепления при работе автомобиля в средних дорожных условиях и нормальном включении сцепления было около 15° .

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Основными параметрами гасителей колебаний являются жесткость гасителя, его момент трения и передаваемый им крутящий момент.

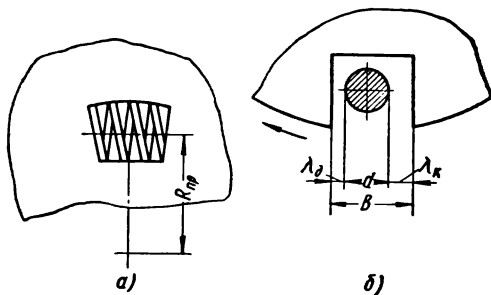
Под жесткостью S_z гасителя колебаний понимают величину крутящего момента, который надо приложить к ведомому диску, чтобы повернуть его относительно ступицы на 1°

$$S_z = 17,4 \cdot R_{np}^2 K i_{np}, \quad (32)$$

где R_{np} — средний радиус расположения пружин в m (фиг. 63, а);

K — жесткость одной пружины в $кг/мм$;

i_{np} — число пружин.



Фиг. 63. Схемы для определения параметров гасителей колебаний.

Момент трения M_{mz} гасителя колебаний может быть определен, как и для дискового сцепления, из уравнения

$$M_{mz} = P_z R_z i_{mz} \mu_z, \quad (33)$$

где P_z — усилие, сжимающее диски;

R_z — средний радиус фрикционных колец;

i_{mz} — число фрикционных колец;

μ_z — коэффициент трения фрикционных колец.

Крутящий момент M_z , передаваемый гасителем колебаний, равен сумме моментов от усилия пружин и от трения, т. е.

$$M_z = M_{np} + M_{тр}, \quad (34)$$

где

$$M_{np} = P_{np} R_{np} i_{np}. \quad (35)$$

Считая, что все пружины гасителя колебаний в равной мере участвуют в передаче крутящего момента, максимального своего значения момент пружин M_{np} достигает тогда, когда выбираются зазоры λ_3 и λ_k между упором и ступицей ведомого диска (фиг. 63, б). Зазор λ_3 характеризует предельную деформацию пружин при передаче крутящего момента от двигателя, а зазор λ_k — от колес.

Если не все пружины гасителя колебаний сразу вступают в работу, выражение для определения крутящего момента гасителя колебаний будет зависеть от тех условий работы, в которые поставлены пружины.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РАЗМЕРОВ СЦЕПЛЕНИЯ И РАСЧЕТ ЕГО ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ

РАЗМЕРЫ ФРИКЦИОННЫХ КОЛЕЦ

Обычно в литературных и каталожных данных даются рекомендации по определению основного размера сцепления в зависимости от максимального крутящего момента двигателя, а иногда и назначения автомобиля без подробного учета его эксплуатационных условий. Поэтому подбор сцепления только по максимальному крутящему моменту двигателя, без учета заводского опыта работы сцепления в эксплуатации, нельзя признать правильным.

Для приближенных расчетов, поскольку имеется определенная связь между наружным диаметром D фрикционного кольца и передаваемым сцеплением максимальным крутящим моментом двигателя M_{\max} , независимо от конструктивных особенностей сцепления (за исключением каких-либо специальных конструкций), то при определении наружного диаметра кольца можно пользоваться следующими эмпирическими зависимостями [32] (M_{\max} в кгсм и D в см):

$$M_{\max} = AD^2. \quad (36)$$

Для легковых автомобилей $A = 4,7$ и тогда

$$M_{\max} = 4,7D^2. \quad (37)$$

Для грузовых автомобилей при нормальных условиях эксплуатации $A = 3,6$ и тогда

$$M_{\max} = 3,6D^2. \quad (38)$$

Для автомобилей-самосвалов, грузовых и специальных автомобилей при тяжелых условиях эксплуатации $A = 1,9$ и тогда

$$M_{\max} = 1,9D^2. \quad (39)$$

Указанные зависимости действительны как для однодисковых, так и для двухдисковых сцеплений, однако при двухдисковом сцеплении удельное давление будет при этом без учета потерь на трение в направляющих в 2 раза меньше.

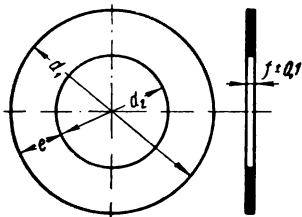
Из рассмотрения этих зависимостей можно установить, что ухудшение условий эксплуатации требует уменьшения коэффициента A , а следовательно, и увеличения наружного диаметра фрикционного кольца.

В этих зависимостях принято, что внутренний диаметр фрикционного кольца равен 0,6 от его наружного диаметра.

Определив таким образом размеры фрикционного кольца, необходимо убедиться в том, что окружная скорость, соответствующая наружному диаметру нажимного диска при максимальном числе оборотов коленчатого вала, не превосходит определенной величины.

Таблица 27

Фрикционные кольца для сцепления
(по DIN № 73451)



Размеры ¹ в мм			
d_1 , допустимое отклонение ± 1	d_2	e , допустимое отклонение ± 1	f , допустимое отклонение $\pm 0,1$
150 160	100 110	25 25	3
180 200 225 250 280	125 130 150 155 165	27,5 35 37,5 47,5 57,5	3,5
310 350	175 195	67,5 77,5	4

¹ Сохранены условные обозначения по DIN.

Стремление к увеличению полезной нагрузки автомобилей и автопоездов и повышение максимальных скоростей движения требуют соответствующего роста мощности двигателей. Увеличение мощности двигателей в некоторой степени происходит путем увеличения числа оборотов коленчатого вала.

По данным американских исследователей следует ожидать повышения числа оборотов коленчатого вала двигателей грузовых автомобилей до 4000—5000 об/мин [32].

При наружном диаметре фрикционного кольца 300 мм ($\sim 12^\circ$) и числе оборотов коленчатого вала двигателя 4000 в минуту окружная скорость будет около 63 м/сек.

Для современных марок чугунов, применяемых для нажимных дисков, окружную скорость порядка 65—70 м/сек следует считать предельной.

Полученный по расчету размер кольца должен быть округлен до ближайшего размера, принятого стандартом на фрикционные кольца, или до размера кольца, принятого к производству.

По стандарту DIN на фрикционные кольца (табл. 27) ограничивается максимальный наружный диаметр фрикционного кольца в 350 мм, что при соблюдении стандарта приводит к применению двухдисковых сцеплений. Однако в каталожных данных имеются сцепления со значительно большими диаметрами фрикционных колец.

НАЖИМНОЕ УСИЛИЕ

Момент трения сцепления

$$M_c = \beta M_{\max} = P \mu i R, \quad (40)$$

где P — нажимное усилие с учетом потерь в направляющих и усилиях оттяжных пружин;

μ — коэффициент трения;

i — число поверхностей трения;

R — средний радиус трения.

Так как требуемый момент трения M_c при выбранном значении β известен, то задача сводится к определению нажимного усилия P (i и R являются конструктивными параметрами).

Нажимное усилие P (при периферийных пружинах) равно усилию пружин без потерь на трение в направляющих нажимных дисков и в ступице ведомого диска и без усилий оттяжных и вспомогательных пружин.

Таким образом:

$$P = zP' - P_0 - F, \quad (41)$$

где P' — усилие нажимной пружины при включенном сцеплении;

z — число нажимных пружин;

P_0 — усилие оттяжных пружин (суммарное);

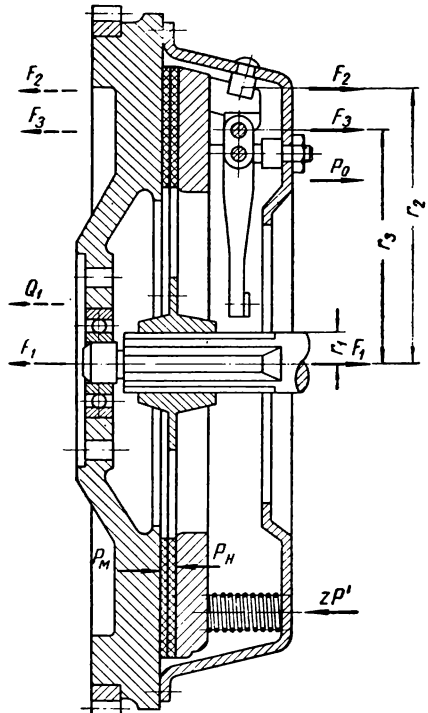
F — результирующая сил трения.

Потери на трение могут быть оценены механическим к. п. д., который у однодисковых сцеплений выше, чем у двух- и трехдисковых.

П. Хельдт указывает, что в сцеплениях с центральной пружиной эти потери составляют около 20%, а в сцеплениях с периферийными пружинами — около 15%.

По исследованию А. И. Мамлеева в однодисковых сцеплениях потери на трение примерно равны 10%, а в двухдисковых — 20%, причем нажимное усилие на средний нажимной диск за счет этих потерь будет меньше, чем на наружный нажимной диск.

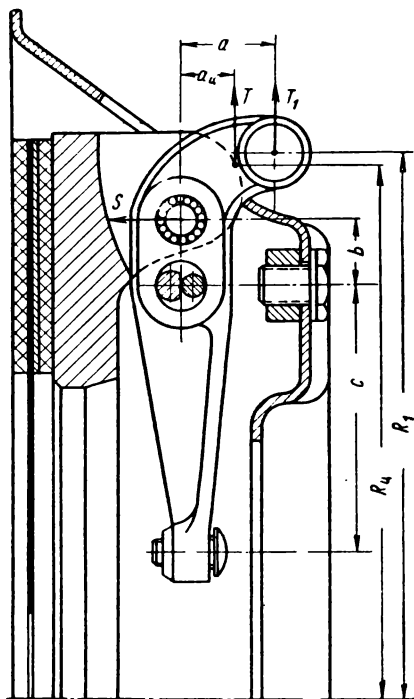
На фиг. 64 показана схема однодискового сцепления и приведены действующие силы (штриховые стрелки показывают направление действия сил при выключении сцепления).



Фиг. 64. Схема для определения потерь на трение в однодисковом сцеплении.

Q_1 — усилие, действующее на отжимной рычаг; r_1 ; r_2 и r_3 — соответствующие радиусы приложения сил трения.

При центральной пружине вместо zP' следует подставлять i_1P' , где i_1 — передаточное число нажимных рычагов. Потери на трение в опорах рычагов учитывают величиной F . При выключении сцепления сила F будет действовать в обратном направлении, препятствуя его выключению.



Фиг. 65. Схема действия сил в полуцентробежном сцеплении.

Силами T масс m_p рычагов, приложенных на плече a_u , где плечо a_u — расстояние от центра тяжести рычага до точки опоры.

Центробежное усилие

$$T = m_p \left(\frac{2\pi n m}{60} \right)^2 R_u.$$

Суммарное нажимное усилие от пружин и центробежных сил грузов S .

$$P = P'z + z_1S.$$

Сила S может быть выражена в функции числа оборотов коленчатого вала двигателя и конструктивных величин сцепления:

$$S = m_p \left(\frac{2\pi n m}{60} \right)^2 R_u \frac{a_u}{b}.$$

Подставляя значения S в уравнение для усилия P , получим

$$P = P'z + z_1m_p \left(\frac{2\pi n m}{60} \right)^2 R_u \frac{a_u}{b}.$$

Для предварительных расчетов при эскизном проектировании принимают среднее значение усилия

$$P = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}, \quad (42)$$

где P_{\max} и P_{\min} — соответственно максимальное и минимальное усилие пружин с учетом допусков на их изготовление.

При изготовлении рабочего проекта определяют предельные значения P_{\max} и P_{\min} нажимного усилия и коэффициента запаса сцепления β , исходя из этих усилий.

Для сцеплений, у которых износ фрикционных колец влияет на уменьшение нажимного усилия, должно быть также определено влияние износа на величину нажимного усилия.

В полуцентробежных сцеплениях (фиг. 65) нажимное усилие создается как нажимными пружинами, так и центробежными

силами T масс m_p рычагов, приложенных на плече a_u , где плечо a_u — расстояние от центра тяжести рычага до точки опоры.

где P' — нажимное усилие пружины;
 z — число нажимных пружин;
 z_1 — число грузов;
 R_4 — радиус расположения центра тяжести отжимного рычага относительно оси вращения;
 b — расстояние между центрами опор нажимного диска и отжимного рычага.

Для предварительных расчетов нажимное усилие P может быть определено исходя только из массы грузов m , приложенной на плече R_1 (см. фиг. 65), тогда уравнение для центробежной силы

$$T_1 = m \left(\frac{2\pi n m}{60} \right)^2 R_1,$$

а для силы

$$S_1 = m \left(\frac{2\pi n m}{60} \right)^2 R_1 \frac{a}{b},$$

где a — расстояние от центра тяжести груза до точки опоры.

После подстановки получаем

$$P = P'z + z_1 m \left(\frac{2\pi n m}{60} \right)^2 R_1 \frac{a}{b}. \quad (43)$$

В дальнейшем будем пользоваться этой формулой.

Уравнение (43) не учитывает потерь на трение и влияния оттяжных пружин сцепления, которые в зависимости от их установки могут несколько снижать величину нажимного усилия.

Для определения момента трения центробежного сцепления необходимо знать усилие нажимных пружин при полностью включенном сцеплении. Включение сцепления происходит при определенной скорости вращения двигателя (точка B на фиг. 24). Что касается характера нарастания нажимного усилия в процессе включения сцепления (линия AB), то он зависит от конструкции центробежного механизма и условий его работы. Для предварительных расчетов линию AB строят без учета потерь в опорах и направляющих, что значительно упрощает задачу¹.

Средний радиус трения R фрикционного кольца равен радиусу инерции кольца относительно оси вращения:

$$R = \frac{1}{3} \left(\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right). \quad (44)$$

С достаточной для практики точностью средний радиус трения фрикционного кольца может быть определен из выражения

$$R = \frac{D + d}{4}. \quad (45)$$

¹ Расчет центробежного сцепления разработан акад. Е. А. Чудаковым [17].

При испытании на специальном стенде образцов, вырезанных из фрикционных колец, при определенном режиме и сухом трении по техническим условиям (принятым на отечественных заводах) коэффициент трения должен быть не ниже $\mu = 0,33 \div 0,35$.

На величину коэффициента трения оказывают влияние удельное давление между трущимися поверхностями, скорость скольжения температура и состояние поверхностей рабочих пар фрикционных колец и дисков и степень приработки их к дискам, к которым они прижимаются. В действительных условиях работы сцепления влияние этих факторов на коэффициент трения может быть значительно сильнее, чем при испытании образцов. Этим и объясняется сравнительно высокое значение коэффициента трения, принятое как один из критериев качества фрикционного кольца при стендовых испытаниях образцов.

При определении расчетного значения момента трения или нажимного усилия принимают величину коэффициента трения меньшей $\mu = 0,33 \div 0,35$.

Фирма Лонг рекомендует для сухих сцеплений с фрикционными кольцами принимать $\mu = 0,25$, фирма Юрид $\mu = 0,20$, а фирма Лайп $\mu = 0,20 \div 0,22$ (получено путем пересчета). Бюссиен [26] при определении M_c рекомендует принимать $\mu = 0,2$ для сухих сцеплений и $\mu = 0,07$ для дисков сцеплений, работающих в масле. Хельдт в примере расчета сухого сцепления принимает $\mu = 0,3$. Фирма Юрид также рекомендует для дисков сцепления, работающих в масле, $\mu = 0,07$.

Нами для расчетов сухих сцеплений с фрикционными кольцами было принято значение коэффициента трения $\mu = 0,25$.

РАЗМЕРЫ НАЖИМНЫХ ПРУЖИН

Из уравнения (41) можно определить число пружин z и их усилие P' . Число периферийных пружин выбирается не меньше шести. Практика конструирования сцеплений показывает, что в большинстве случаев максимальное усилие пружины выбирается не больше 100 кг.

Максимальные значения нажимных усилий для периферийных пружин, изготовляемых различными фирмами США

Фирма	Усилие P' в кг*
Борг и Бек	100
Лонг	100
Рокфор	100
Борг-Ворнер	90

* Среднее значение усилия пружины при включенном сцеплении.

Выбирая число пружин, получаем то усилие, на которое должна быть спроектирована пружина.

Стремление получить более равномерное распределение нажимного усилия по рабочей поверхности приводит к увеличению числа нажимных пружин. Сохраняя наружный диаметр и высоту пружины, изменяя диаметр проволоки, получаем взаимозаменяемые пружины отличающиеся по своему усилию.

В табл. 28 приведены данные по нажимным пружинам фирмы Лонг, имеющим периферийное расположение. Для пружин, широко используемых на различных типах сцеплений, рабочая высота принята равной 39,7 мм. Пружины, имеющие другую рабочую высоту, устанавливают на отдельные типы сцеплений.

Таблица 28

Данные по периферийным нажимным пружинам сцеплений фирмы Лонг¹

Усилие пружины P' в кг		Наружный диаметр пружины в мм	Рабочая высота пружины в мм	Число витков
минимальное	максимальное			
11,3	13,6	17,5	39,7	14
22,6	24,5	17,5	39,7	13 ¹ / ₂
45	47,5	17,5	39,7	10 ¹ / ₄
51	53,5	17,5	39,7	8 ³ / ₄
50	54,5	17,5	39,7	8 ⁴ / ₅
54,5	59	30	39,7	8 ¹ / ₄
54,5	59	30	41,3	8
54,5	59	32,5	39,7	7 ³ / ₄
56,5	59	27	39,7	13
56,5	61	27	39,7	8 ³ / ₄
59	63,5	30	39,7	8
59	63,5	28,5	32,5	7 ¹ / ₄
59	63,5	27	39,7	8 ¹ / ₂
68	72,5	27	39,7	8 ¹ / ₂
66	68	27	39,7	8 ³ / ₄
77	82	28,5	39,7	7 ² / ₅
100	106	32,5	42,9	8

¹ Пружины цилиндрические из проволоки круглого сечения.

Наружный диаметр большинства периферийных пружин колеблется в узких пределах (27—30 мм), что позволяет использовать одни и те же нажимные пружины на сцеплениях различных размеров.

Такой же принцип создания «семейства» пружин сохранен и для пружин, устанавливаемых центрально (табл. 29 и 30).

Таблица 29

Данные по центральным цилиндрическим пружинам¹ сцеплений фирмы Борг и Бек

Усилие пружины ¹ P' в кг		Наружный диаметр пружины в мм	Высота пружины в мм	Усилие пружины ² P' в кг		Наружный диаметр пружины в мм	Высота пружины в мм
минимальное	максимальное			минимальное	максимальное		
135	145	76	51	100	110	84	54
112	122	76	51	122	135	84	54
120	131	76	51	82	88	55	56
112	122	84	54	95	105	55	56
135	145	84	54				
156	168	84	54				

¹ Пружины изготовляются из проволоки, имеющей прямоугольное сечение.
² Для включенного сцепления.

Таблица 30

Данные по центральным коническим нажимным пружинам сцеплений фирмы Борг и Бек¹

Усилие пружины ¹ P' в кг		Диаметр пружины в мм		Рабочая высота пружины в мм	Усилие пружины ² P' в кг		Диаметр пружины в мм		Рабочая высота пружины в мм
минимальное	максимальное	большой	малый		минимальное	максимальное	большой	малый	
100	110	160	76	32	145	167	160	86	32
124	145	160	76	32	167	190	160	86	32
145	167	160	76	32	77	93	160	86	32
167	190	160	76	32	65	77	160	86	32
77	86	160	80	32	88	100	160	86	32
82	91	160	80	32	59	70	160	86	32
110	124	160	80	32	167	190	178	98	35
77	86	160	80	32	100	110	178	98	35
95	100	160	80	32	124	136	178	98	35
79	88	160	80	32	195	218	178	97	35
100	110	160	86	32					
124	145	160	86	32					

¹ Пружины изготовляются из проволоки, имеющей прямоугольное сечение.
² Для включенного сцепления.

Фирма Лайп, поставляющая сцепления с центральной конической пружиной, изготавливает семь типов пружин, выпускает 12 моделей сцеплений и путем перестановки пружин получает 24 модификации по нажимному усилию. На фиг. 66 приведена характеристика этих пружин. При сжатии пружины примерно до высоты 28 мм ее характеристика линейна, после чего начинается посадка одного из витков на опорную плоскость, и характеристика становится нелинейной. Прямой *AB* отмечена высота пружины при выключенном сцеплении, равная 19 мм, а прямой *CD* — высота при включенном сцеплении, равная 32 мм.

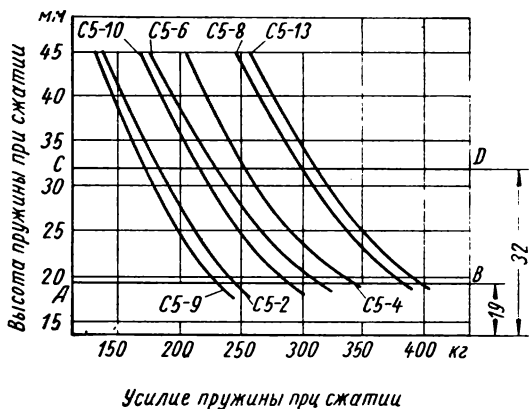
При определении усилия нажимной пружины необходимо учитывать влияние износа фрикционных колец.

Увеличение числа нажимных пружин позволяет при тех же габаритных размерах иметь пружины меньшей жесткости. Этим, очевидно, также можно объяснить установку сравнительно большого числа пружин, несмотря на повышение стоимости продукции.

Для обеспечения полного выключения сцеплений между рабочими поверхностями фрикционных колец должны быть обеспечены определенные зазоры. Поэтому ход нажимного диска должен быть не менее определенной величины. Обычно ход наружного нажимного диска делают 1,5—2,5 мм.

По конструктивным соображениям выбирают наружные или внутренние диаметры витков (с учетом условий установки, габаритов и т. п.), профиль материала (круглый, квадратный или прямоугольный) и предварительные размеры пружины. Далее, принимая определенную величину наибольшего допустимого тангенциального напряжения τ и используя соответствующие расчетные уравнения, определяют размеры профиля материала пружин. В выполненных конструкциях витых пружин максимальное тангенциальное напряжение τ на внутреннем волокне составляет 6000—7000 кг/см² [17]. Окончательные размеры профиля проволоки должны соответствовать стандарту и принятой на заводе номенклатуре.

Для определения числа витков пружин используют уравнения, дающие зависимость между деформацией, усилием и конструктивными размерами [15] и [16]. Число витков цилиндрических пружин должно быть подобрано так, чтобы при наибольшем их сжатии зазор между витками был около 1 мм. Полное число витков должно быть на



Фиг. 66. Характеристика семейства конических нажимных пружин для сцеплений фирмы Лайп (C5-10 и т. д. — обозначения пружин).

Таблица 31

Точность изготовления нажимных пружин сцепления производства США

Тип пружин	Среднее усилие P' пружины ¹ в кг	Допуск на усилие P' в кг (±)		
		Борг и Бек	Лонг	Рокфор
Цилиндрические периферийные	11,3	—	1,1	0,9
	22,6	—	0,9	1,1
	40	—	2,3	—
	45	—	2,3	1,1
	57	—	2,3	2,3
	70	2,3	2,3	2,3
	80	2,3	2,3	2,3
	90	2,7	—	2,3
100	3,4	3,4	2,3	
Цилиндрические центральные	85—105	3,4	—	—
	105—160	5,7	—	—
Конические центральные	65—115	5,7	—	—
	115—205	11,4	—	—

¹ Для включенного сцепления.

Таблица 32

Конструктивные и расчетные данные по нажимным периферийным пружинам сцеплений отечественных грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Диаметр в мм		Высота в мм			Число витков (полное)	Усилие при включенном сцеплении в кг			Материал	Напряжение при включенном сцеплении в кг/см ² **		Число пружин
	пружины наружные	проволоки	без на-грузки	рабочая	при включе-нии сцепле-ния		среднее	макси-мальное	мини-мальное		по урав-нению (1)	по урав-нению (2)	
ГАЗ-51 *	27	4,20	61	40	37,5	8,5	79	82	76	Сталь 65Г	7800	9950	9
ЗИЛ-150	31	4,20	60	40	37,3	7 ¹ / ₂	57	61	53	Сталь 65Г	6500	8550	12

* Полуцентровое сцепление.
 ** Напряжения определены с учетом максимального усилия пружины по уравнению (1): $\tau = \frac{8PD_{cp}}{\pi d^3}$ и уравнению (2): $\tau = \frac{8PD_{cp}k}{\pi d^3}$, где $k = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}$; $c = \frac{D_{cp}}{d}$; D_{cp} — средний диаметр пружины; d — диаметр проволоки; P — усилие пружины.

1,5—2,0 витка больше числа витков, определенного по расчету, так как концевые витки пружины подгибают и шлифуют для получения достаточной контактной поверхности.

Для уменьшения габаритной высоты центральных пружин следует применять спиральные или конические пружины телескопического типа (у которых витки входят внутрь друг друга) из прутковой стали прямоугольного профиля. Длинные стороны профиля прутка располагают вдоль оси пружины. Концы наружных и внутренних витков в случае необходимости могут быть несколько подогнуты для установки пружины.

Данные о точности изготовления пружин приведены в табл. 31. При изготовлении пружины разбиваются на два класса относительно среднего значения усилия; допуск на усилие указывается для рабочей высоты пружины.

Конструктивные данные и напряжения для пружин сцеплений отечественных автомобилей приведены в табл. 32.

Для оттяжных пружин, имеющих по концам ушки, максимальные напряжения могут быть не при работе пружины, а при ее надевании, когда пружина растягивается на значительную величину. В этом случае необходимо установить, насколько должна быть растянута пружина, и для этих условий производить расчет.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ТАРЕЛЬЧАТЫХ ПРУЖИН

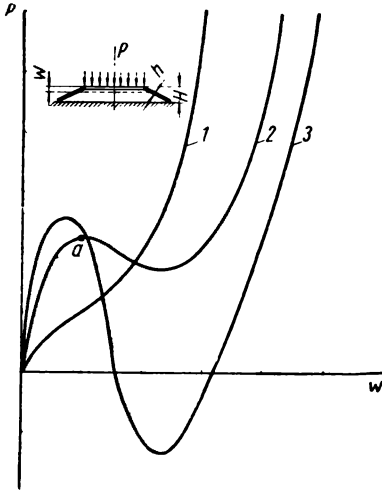
В ряде конструкций сцепления автомобилей, а также в механизмах блокировки гидравлических передач в качестве упругих элементов применяют тарельчатые пружины Бельвилля. Конструктивная схема однодискового сцепления с тарельчатой пружиной была приведена на фиг. 40. Применение таких пружин позволяет сократить габаритные размеры механизма сцепления вследствие совмещения функций нажимной пружины и отжимных рычагов в самой пружине. Кроме того, рассматриваемые пружины имеют характеристику, весьма благоприятную для сцепления.

На фиг. 67 приведены зависимости между величиной сближения w торцов и нагрузкой P для тарельчатых пружин. В зависимости от отношения $\frac{H}{h}$ (высоты H пружины к толщине h материала) характеристики обладают следующими особенностями. При малых величинах $\left(\frac{H}{h} < \sqrt{2}\right)$ усилие монотонно растет с увеличением w ; жесткость пружины возрастает с увеличением прогиба (кривая 1). Пружины этого типа используются в качестве упругих ограничителей (буферных устройств) хода.

При средних значениях $\frac{H}{h}$ ($\sqrt{2} < \frac{H}{h} < 2$) (кривая 2) характеристики пружин содержат участки с отрицательной жесткостью, возрастание прогиба происходит при уменьшении нагрузки, т. е. имеет место неустойчивый режим работы пружины. Пружины этого типа используются в автомобильных сцеплениях. Выбирая рабочую

точку a на вершине характеристики, получим малые изменения нажимного усилия при значительных изменениях w вследствие износа фрикционных колец ведомого диска.

Пружины, соответствующие кривой 3 на фиг. 67, с большими значениями ($\frac{H}{h} > 2$) имеют развитую неустойчивую область характеристики с участком отрицательных значений нагрузок. Эти пружины используются в механизмах блокировки гидравлических передач.



Фиг. 67. Характеристика тарельчатых пружин:

- 1) $\frac{H}{h} < \sqrt{2}$; 2) $\sqrt{2} < \frac{H}{h} < 2$;
3) $\frac{H}{h} > 2$.

Ниже рассмотрены типичные для автомобильных сцеплений пружины второго типа в условиях нагружения, осуществляемых в реально выполненных и апробированных конструкциях.

Методы расчета пружин Бельвилля достаточно разработаны. В настоящее время наиболее распространенными являются методы расчета, разработанные Альмен и Лязло и В. И. Феодосьевым [19], [20]. Приближенное решение Альмен и Лязло основано на предположении, что осевое сечение пружины при нагружении не деформируется, а лишь поворачивается вокруг некоторой точки срединной поверхности. Результаты решения дали хорошее совпадение с опытами, поставленными этими авторами.

Область применения этой теории была проанализирована В. И. Феодосьевым, который дал строгое решение задачи, рассматривая пружину как тонкостенную коническую оболочку в области больших перемещений.

Условия работы пружины в автомобильных сцеплениях несколько отличаются от условий, приведенных в отмеченных исследованиях. Нелинейность характеристики пружины усложняет оценку условий работы сцепления.

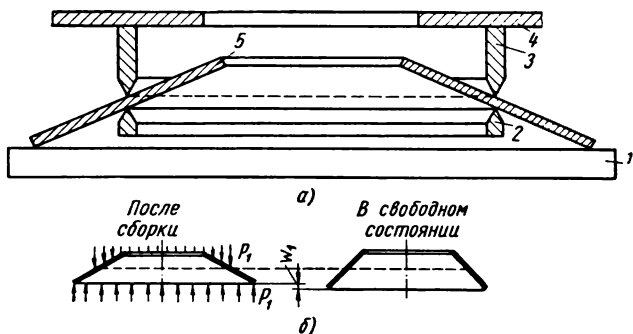
Решение, излагаемое ниже, базируется на гипотезе Альмен и Лязло о недеформируемости сечения пружины.

В рабочем состоянии (при включенном сцеплении) пружина 5 зажата между опорным кольцом 3 и нажимным диском 1 сцепления (фиг. 68). Для определения величины нажимного усилия P необходимо найти зависимость между величиной взаимного сближения w_1 плоскостей контакта опорного кольца и нажимного диска от величины действующего усилия P_1 .

При выключении сцепления усилие выключения P_2 передается со стороны выжимного подшипника отводки на малый торец пружины.

При выключении сцепления усилие выключения P_2 передается со стороны выжимного подшипника отводки на малый торец пружины.

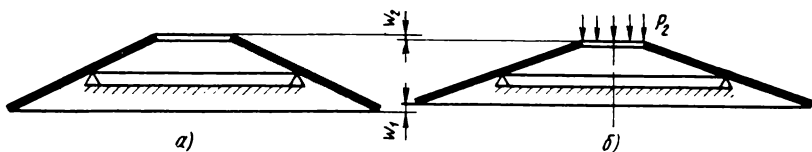
жины и воспринимается нижним опорным кольцом (фиг. 69). Процесс выключения сцепления полностью описывается зависимостями смещения ω_1 от величины силы P_2 и перемещения ω_2 подшипника отводки.



Фиг. 68. Нагрузка пружины в рабочем состоянии:

1 — нажимной диск сцепления; 2 — нижнее опорное кольцо; 3 — верхнее опорное кольцо; 4 — кожух сцепления; 5 — тарельчатая пружина.

Для определения указанных характеристик достаточно рассмотреть основной случай нагружения пружины по схеме, приведенной на фиг. 70, и определить изменение размеров H_a и H_b в зависимости от величины P и координаты c приложения нагрузки.



Фиг. 69. Нагрузка пружины при выключении:

а — в свободном состоянии; б — при выключении.

В соответствии с принятой гипотезой недеформируемости меридионального сечения пружины будем считать, что оно при нагружении только поворачивается на угол φ вокруг некоторой точки O , определяемой координатой d от оси вращения (фиг. 71). Определим деформацию волокна оболочки, возникающую в результате поворота. Точка A (след рассматриваемого волокна в сечении) находится от оси пружины на расстоянии

$$r = d + (x \cos \alpha + y \sin \alpha).$$

После поворота сечения на угол φ точка A перейдет в положение A_1 , угол подъема станет $(\alpha - \varphi)$ и расстояние волокна до оси

$$r_1 = d + [x \cos (\alpha - \varphi) + y \sin (\alpha - \varphi)]. \quad (46)$$

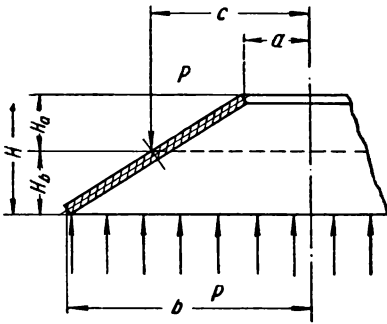
Полагая углы α и φ малыми, так что

$$\cos \alpha \approx 1 - \frac{1}{2} \alpha^2; \quad \sin \alpha \approx \alpha;$$

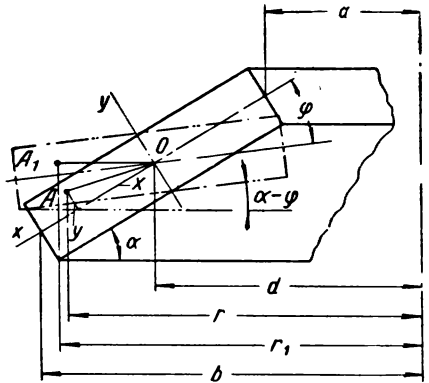
$$\cos(\alpha - \varphi) \approx 1 - \frac{1}{2} (\alpha - \varphi)^2; \quad \sin(\alpha - \varphi) \approx (\alpha - \varphi),$$

получим, что окружная деформация волокна составит

$$\begin{aligned} \epsilon_t &= \frac{2\pi r_1 - 2\pi r}{2\pi r} = \\ &= \frac{\left\{ d + x \left[1 - \frac{1}{2} (\alpha - \varphi)^2 \right] + y(\alpha - \varphi) \right\} - \left[d + x \left(1 - \frac{1}{2} \alpha^2 \right) + y\alpha \right]}{d + x \left(1 - \frac{1}{2} \alpha^2 \right) + y\alpha}, \end{aligned}$$



Фиг. 70. Схема для определения характеристики пружины.



Фиг. 71. Схема для определения деформации волокна А.

откуда

$$\epsilon_t = \frac{x\alpha\varphi - \frac{1}{2} x\varphi^2 - y\varphi}{d + x + y\alpha - \frac{1}{2} x\alpha^2} \approx \frac{x\varphi \left(\alpha - \frac{\varphi}{2} \right) - y\varphi}{d + x}. \quad (47)$$

Деформации в меридиональном направлении при принятой гипотезе неискажаемости сечения отсутствуют.

Нормальные напряжения в окружном направлении:

$$\sigma_t = \frac{E\epsilon_t}{1 - \mu^2} = E' \frac{x\varphi \left(\alpha - \frac{\varphi}{2} \right) - y\varphi}{d + x}, \quad (48)$$

где $E' = \frac{E}{1 - \mu^2}$.

Для определения неизвестных φ и d обратимся к уравнениям статики.

Нормальная сила в сечении:

$$N = \int_F \sigma dF = \int_{x_a}^{x_b + \frac{h}{2}} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma dx dy =$$

$$= \int_{x_a - \frac{h}{2}}^{x_b + \frac{h}{2}} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{E' x \varphi \left(\alpha - \frac{\varphi}{2} \right) - y \varphi}{d + x} dx dy,$$

где — абсциссы крайних точек сечения

$$x_a = \frac{a - d}{\cos(\alpha - \varphi)} \approx a - d,$$

$$x_b = \frac{b - d}{\cos(\alpha - \varphi)} \approx b - d.$$

Тогда

$$N = E' \int_{b-d}^{a-d + \frac{h}{2}} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{x \varphi \left(\alpha - \frac{\varphi}{2} \right) - y \varphi}{d + x} dx dy =$$

$$= E' \varphi \left(\alpha - \frac{\varphi}{2} \right) \left[(b - a) + d \ln \frac{a}{b} \right]. \quad (49)$$

Но по условию равновесия отсеченной половины пружины (фиг. 72) $N = 0$, откуда

$$d \ln \frac{b}{a} = b - a,$$

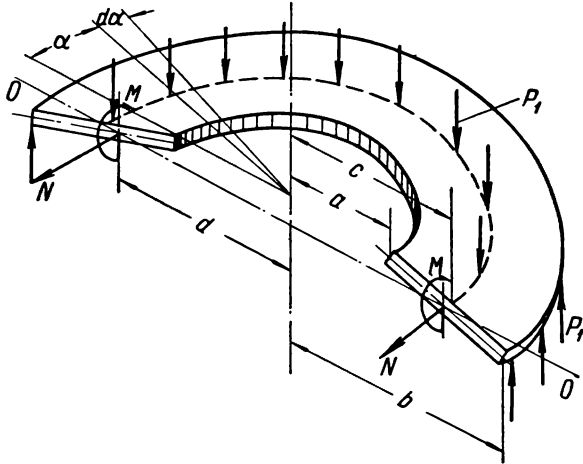
или

$$d = \frac{b - a}{\ln \frac{b}{a}}. \quad (50)$$

Момент внутренних сил в сечении относительно оси, проходящей через точку O параллельно торцевым плоскостям:

$$M = \int_F \sigma [x \sin(\alpha - \varphi) - y \cos(\alpha - \varphi)] dF =$$

$$= E' \int_{x_a - \frac{h}{2}}^{x_b + \frac{h}{2}} \int \frac{x \varphi \left(\alpha - \frac{\varphi}{2} \right) - y \varphi}{d + x} [x(\alpha - \varphi) - y] dx dy.$$



Фиг. 72. Схема условий равновесия полукольца.

После интегрирования получим

$$M = E' h \varphi \left[(\alpha - \varphi) \left(\alpha - \frac{\varphi}{2} \right) \left(\frac{b^2}{2} - \frac{a^2}{2} - 2bd + \right. \right.$$

$$\left. \left. + 2ad + d^2 \ln \frac{b}{a} \right) + \frac{h^2}{12} \ln \frac{b}{a} \right]. \quad (51)$$

С другой стороны, из условий равновесия полукольца (фиг. 72) следует, что

$$2M = \int_0^\pi \frac{P_1}{2\pi b} b^2 \sin \alpha d\alpha -$$

$$- \int_0^\pi \frac{P_1}{2\pi c} c^2 \sin \alpha d\alpha = \frac{P_1}{\pi} (b - c),$$

откуда

$$M = \frac{P_1}{2\pi} (b - c). \quad (52)$$

Если нагрузка приложена по схеме, приведенной на фиг. 69 (выключение сцепления), то

$$M = \frac{P_2}{2\pi} (c - a). \quad (53)$$

Приравнявая выражения (51) и (52), получим

$$\frac{P_1(b-c)}{2\pi} = E'h\varphi \left[\left(\alpha - \varphi \right) \left(\alpha - \frac{\varphi}{2} \right) \left(\frac{b^2}{2} - \frac{a^2}{2} - 2bd + 2ad + \right. \right. \\ \left. \left. + d^2 \ln \frac{b}{a} \right) + \frac{h^2}{12} \ln \frac{b}{a} \right].$$

Учитывая, что угол поворота φ связан с искомыми перемещениями зависимостями

$$\text{и} \quad \left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{\omega_1}{b-c} = \frac{\omega}{b-a} \\ \varphi &= \frac{\omega_2}{c-a}, \end{aligned} \right\} \quad (54)$$

где ω — сближение торцов; кроме того,

$$\alpha = \frac{H}{b-a} = \frac{H_b}{b-c} = \frac{H_a}{c-a}$$

и, используя найденное значение d [формулу (50)], находим

$$P_1 = \frac{2\pi E'h}{(b-c)^2} \omega_1 \left\{ \left(\frac{H}{b-a} - \frac{\omega_1}{b-c} \right) \left(\frac{H}{b-a} - \frac{\omega_1}{2(b-c)} \right) \left(\frac{b^2}{2} - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{a^2}{2} - 2b \frac{b-a}{\ln \frac{b}{a}} + 2a \frac{b-a}{\ln \frac{b}{a}} + \frac{(b-a)^2}{\ln \frac{b}{a}} \right) + \frac{h^2}{12} \ln \frac{b}{a} \right\} = \\ = \frac{2\pi E'h}{(b-c)^2} \omega_1 \left\{ \left(H - \omega_1 \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - \frac{\omega_1}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{b+a}{2(b-a)} - \frac{1}{\ln \frac{b}{a}} \right) + \frac{h^2}{12} \ln \frac{b}{a} \right\}. \quad (55)$$

Для распространенных на практике соотношений размеров пружины $1 < \frac{b}{a} < 4$ выражение (55) можно упростить, учитывая, что в этом случае

$$\frac{b+a}{2(b-a)} - \frac{1}{\ln \frac{b}{a}} \approx \frac{1}{12} \ln \frac{b}{a}.$$

Тогда

$$P_1 = \frac{\pi E' h}{6(b-c)^2} \omega_1 \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - \omega_1 \frac{b-a}{b-c} \right) \times \right. \\ \left. \times \left(H - \frac{\omega_1}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right]. \quad (56)$$

При одинаковых значениях внешнего момента, а следовательно, и одинаковых значениях прогиба из выражений (52) и (53) получим

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{(c-a)}{(b-c)}, \quad (57)$$

т. е. функция $P_2(\omega_1)$ имеет вид

$$P_2 = \frac{\pi E' h}{6(b-c)(c-a)} \omega_1 \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - \omega_1 \frac{b-a}{b-c} \right) \times \right. \\ \left. \times \left(H - \frac{\omega_1}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right]. \quad (58)$$

Из соотношений (54) видно, что

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{b-c}{c-a}. \quad (59)$$

Подставив значения $\omega_1 = \omega_2 \frac{b-c}{c-a}$ в уравнения (56) и (57), получим характеристики $P_1(\omega_2)$ и $P_2(\omega_2)$:

$$P_1 = \frac{\pi E' h}{6(b-c)(c-a)} \omega_2 \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - \omega_2 \frac{b-a}{c-a} \right) \times \right. \\ \left. \times \left(H - \frac{\omega_2}{2} \cdot \frac{b-a}{c-a} \right) + h^2 \right] \quad (60)$$

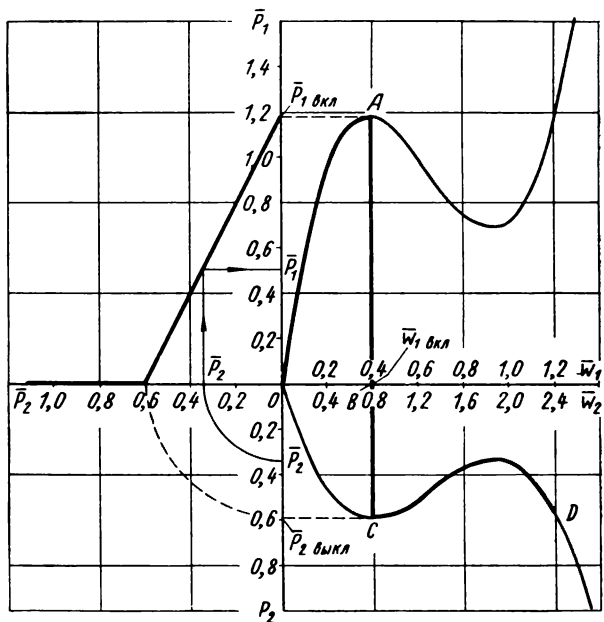
и

$$P_2 = \frac{\pi E' h}{6(c-a)^2} \omega_2 \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - \omega_2 \frac{b-a}{c-a} \right) \times \right. \\ \left. \times \left(H - \frac{\omega_2}{2} \cdot \frac{b-a}{c-a} \right) + h^2 \right]. \quad (61)$$

Полученные характеристики [выражения (56), (58), (60) и (61)] позволяют полностью исследовать режим включения и выключения сцепления.

Полную и очень наглядную картину работы сцепления с тарельчатой пружиной дает характеристика сцепления, приведенная на

фиг. 73*. В правом верхнем квадранте построен по уравнению (56) график зависимости $P_1(\omega_1)$ ** . Этот же график дает зависимость $P_1(\omega_2)$, для чего достаточно в соответствии с формулой (59) изменить лишь масштаб по оси ω . В правом нижнем квадранте построен график $P_2(\omega_1)$, который при соответствующем изменении масштаба по оси ω является также и графиком $P_2(\omega_2)$.



Фиг. 73. Характеристика сцепления с тарельчатой пружиной без учета податливости нажимного диска (параметры пружины: $\frac{H}{h} = 2$; $b = 4a$; $c = 3a$):

$$\bar{P}_1 = \frac{P_1 6 (b-c)^2}{\pi E h^4}; \quad \bar{P}_2 = \frac{P_2 6 (b-c)^2}{\pi E h^4}; \quad \bar{\omega}_1 = \frac{\omega_1}{h}; \quad \bar{\omega}_2 = \frac{\omega_2}{h}.$$

Для построения зависимости $P_2(\omega_1)$ используем построенный график $P_1(\omega_1)$ и пересчитываем лишь P_1 в соответствующие ему значения P_2 по формуле (57).

Жирной линией на построенных кривых*** выделена характеристика сцепления. Участок OA соответствует сборке сцепления. В включенном сцеплении нажимное усилие и натяг определяются координатами точки A ($P_{1\text{вкл}}$, $\omega_{1\text{вкл}}$).

* Аналогично могут быть построены характеристики сцепления и для других видов упругих элементов.

** Характеристика (фиг. 73) построена в безразмерных координатах $\bar{P}(\bar{\omega})$.

*** Кривые на фиг. 73 построены для пружины, имеющей параметры $b = 4a$, $c = 3a$ и $\frac{H}{h} = 2$.

Податливость нажимного диска и диска сцепления в реальных конструкциях чрезвычайно мала. Пренебрегая податливостью этих элементов (решение с учетом податливости см. ниже), заключаем, что в процессе выключения сцепления, пока нажимное усилие меняется в пределах от $P_{1вкл}$ до 0, значение ω_1 (а следовательно, и ω_2) остается постоянным и равным $\omega_{1вкл}$. Этому соответствует участок AB характеристики. Соответствующее изменение P_2 определяется участком характеристики BC . Связь между текущими значениями P_2 и P_1 в процессе выключения легко получить, заметив, что при постоянном значении ω_1 должно сохраняться постоянным и значение момента в сечении пружины, т. е. сумма моментов от P_1 и P_2 должна быть равна моменту от $P_{1вкл}$:

$$\frac{P_1}{2\pi} (b - c) + \frac{P_2}{2\pi} (c - a) = \frac{P_{1вкл}}{2\pi} (b - c)$$

или

$$P_1 + P_2 \frac{c - a}{b - c} = P_{1вкл}. \quad (62)$$

Уравнение (62) является уравнением прямой в координатах (P_1, P_2) . Эта прямая построена в левом верхнем квадранте на фиг. 73.

Если $P_2 > P_{2выкл}$, то $P_1 = 0$. Перемещения выжимного подшипника и величины зазоров между нажимным диском и диском сцепления определяются участком CD характеристики.

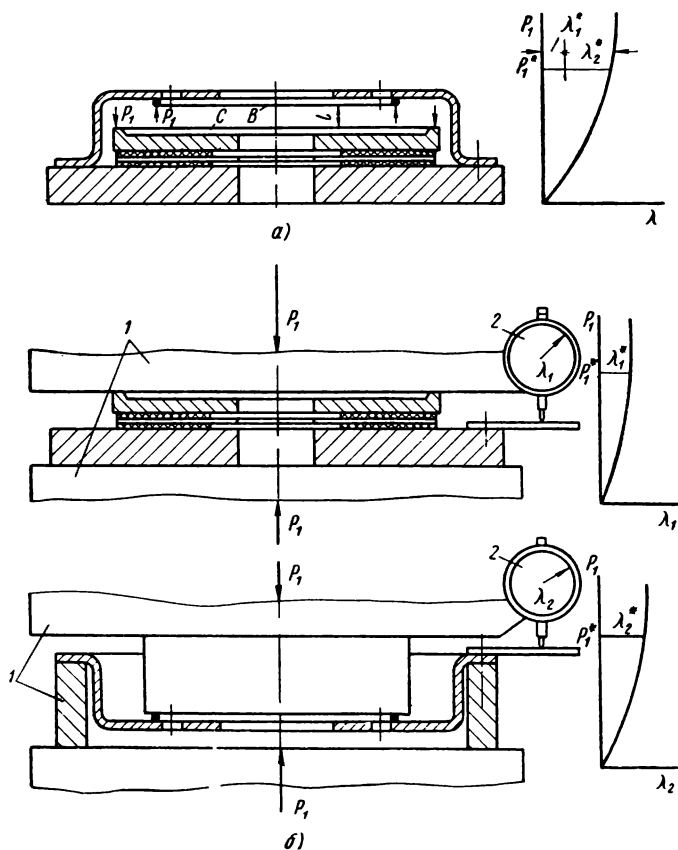
Построенная характеристика позволяет легко проследить изменение усилия нажатия сцепления при эксплуатации. Так например, при износе фрикционного кольца сцепления рабочая точка A будет смещаться влево, соответственно изменятся и значения $P_{1вкл}$ и $P_{2выкл}$.

Рабочую точку A нужно выбирать на участке, где изменение ω_1 мало влияет на величину нажимного усилия $P_{1вкл}$. Для рассматриваемых тарельчатых пружин следует выбирать параметры пружины так, чтобы характеристика имела западающий участок. При этом точка A выбирается из условия $\frac{dP_1}{d\omega} = 0$.

Заметим, что построенная характеристика выключения сцепления $B CD$ содержит участок BC большой (теоретически бесконечной) жесткости, что является следствием пренебрежения податливостью нажимного и ведомого дисков. Для обеспечения плавного хода педали сцепления необходимо в этом случае включать дополнительный упругий элемент в механизм выключения. В ряде конструкций (в том числе и в приведенной на фиг. 42) этот упругий элемент имеется в тарельчатой пружине, для чего верхнюю часть ее на некоторой длине прорезают по образующим. Возможны и другие варианты включения дополнительного упругого элемента, например осуществление упругого нажимного диска.

Рассмотрим построение характеристики сцепления с учетом податливости нажимного, ведомого дисков и кожуха сцепления. Теоретическое определение характеристик этих элементов вряд ли возможно

вследствие сложной конфигурации кожуха. Последующие рассуждения будут основаны на предположении, что характеристика $P_1(\lambda)$ этих элементов получена экспериментально. Для рассматриваемых конструкций схемы снятия характеристик и примерный их вид приведены на фиг. 76. В первом случае (фиг. 74, а) непосредственно



Фиг. 74. Определение податливости диска и кожух сцепления:

а — схема непосредственного замера $P_1(\lambda)$; $\lambda = \Delta l = \lambda_1 + \lambda_2$;
 б — схемы замера составляющих $P_1(\lambda_1)$ и $P_1(\lambda_2)$ характеристики $P_1(\lambda)$.

определяется зависимость между нагрузкой P_1 и взаимным перемещением $\lambda = \Delta l$ опорных поверхностей B и C пружины. Во втором случае (фиг. 74, б) та же характеристика определяется косвенно.

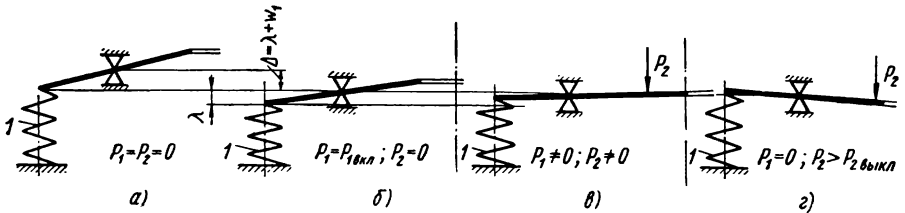
Схема работы сцепления с учетом податливости рассматриваемых деталей приведена на фиг. 75, где пружина I является эквивалентом этих деталей (имеет ту же характеристику $P_1(\lambda)$).

Зависимость нажимного усилия P_1 от сборочного натяга $\Delta = \lambda + \omega_1$ характеризуется графиком на фиг. 76, откуда

$$\Delta(P_1) = \lambda(P_1) + \omega_1(P_1).$$

Точка A нажимной пружины определяется величиной сборочного натяга Δ .

При выключении сцепления нижний торец пружины, перемещаясь под действием сил P_1 и P_2 , постепенно освобождает нажимной диск; нажимное усилие уменьшается, и при $P_1 = 0$ появляется зазор. Начиная с этого момента, величины перемещений торцов пружины определяются зависимостями (57) и (61).

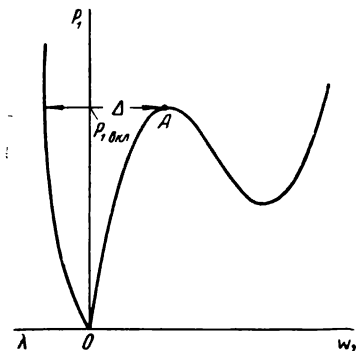


Фиг. 75. Схема работы сцепления с учетом упругости диска и кожуха:

a — пружины в свободном состоянии; b — сцепление в собранном виде; c — процесс выключения (сцепление еще не выключено); d — ведомый диск освобожден (сцепление выключено).

Для анализа процесса выключения сцепления необходимо найти зависимость между перемещением w_1 и силами P_1 и P_2 при одновременном их действии. Приравняв суммарный момент этих сил

$M = \frac{P_1}{2\pi} (b - c) + \frac{P_2}{2\pi} (c - a)$ моменту внутренних сил по формуле (52) и используя выражение (54), получим



Фиг. 76. Зависимость P_1 для включенного сцепления от величины сборочного натяга Δ .

$$P_1 + P_2 \frac{c-a}{b-c} = \frac{\pi E' h}{6(b-c)^2} w_1 \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - w_1 \frac{b-a}{b-c} \right) \times \left(H - \frac{w_1}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right]. \quad (63)$$

Обозначая

$$P_1 + P_2 \frac{c-a}{b-c} = P, \quad (64)$$

закключаем, что функция $P(w_1)$ полностью совпадает с зависимостью $P_1(w_1)$ [см. выражения (63) и (56)].

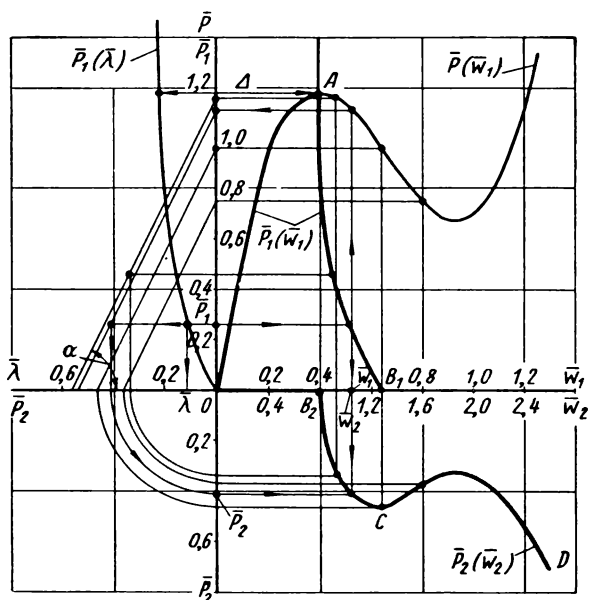
Значение P , соответствующее произвольной величине P_1 в интервале $(0 \leq P_1 \leq P_{1\text{вкл}})$, можно определить из условия постоянства величины суммарной деформации:

$$\lambda(P_1) + w_1(P) = \Delta. \quad (65)$$

Решение уравнения (65) показано на фиг. 77. Смещая характеристику $P_1(\lambda)$ вправо на величину Δ [до пересечения с $P(w_1)$ в точке A], получаем искомое решение, показанное стрелками.

Задаваясь P_1 и найдя P , из уравнения (64) находим P_2 . Графическое определение P_2 приведено на фиг. 77 в левом квадранте и показано стрелками.

Характеристика сцепления с учетом податливости элементов конструкции приведена на фиг. 77 жирными линиями; кривая OAB_1 определяет зависимость $P_1(\omega_1)$, а кривая OB_2CD — зависимость $P_2(\omega_2)$.



Фиг. 77. Характеристика сцепления с учетом упругости диска и кожуха, построенная в безразмерных координатах (параметры пружины $b = 4a$; $c = 3a$; $\frac{H}{h} = 2$):

$$\bar{P}_i = \frac{P_i \cdot 6(b-c)^2}{\pi E h^4}; \quad \bar{\lambda} = \frac{\lambda}{n} \frac{\omega_i}{h} = \frac{\omega_i}{h}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{c-a}{b-c}.$$

Рассмотренные выше сплошные тарельчатые пружины имеют весьма жесткую характеристику. Для увеличения податливости, особенно при выключении, в выполненных конструкциях сцеплений используют разрезные пружины, аналогичные приведенной на фиг. 29, в. Характеристику такой пружины легко получить, используя полученные соотношения.

На фиг. 78 показана разрезная пружина, нагруженная одновременно силами P_1 и P_2 . Приравнявая момент внешних сил

$$M = P_1 \frac{b-c}{2\pi} + P_2 \frac{c-e}{2\pi} = \left(P_1 + P_2 \frac{c-e}{b-c} \right) \frac{b-c}{2\pi}$$

моменту внутренних сил в сплошной части кольца пружины и учитывая, что смещение ω_1 полностью определяется углом

поворота φ неразрезанной части пружины, получим зависимость $P(\omega_1)$, т. е.

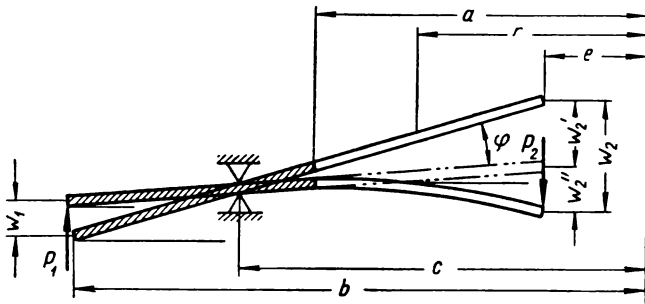
$$P = P_1 + P_2 \frac{c-e}{b-c} = \frac{\pi E_1 h}{6(b-c)^2} \omega_1 \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - \omega_1 \frac{b-a}{b-c} \right) \times \right. \\ \left. \times \left(H - \frac{\omega_2}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right], \quad (66)$$

где H — высота сплошной части пружины.

Если полная высота H_n , то

$$H = \frac{b-a}{b-e} H_n.$$

При $P_2 = 0$ зависимость (66) совпадает с уравнением характеристики $P_1(\omega_1)$ [см. формулу (56)].



Фиг. 78. Деформация разрезной пружины.

Смещение ω_2 состоит из смещения ω_2' , связанного с поворотом кольца на угол φ без искажения формы, и смещения ω_2'' от изгиба лепестков разрезной части.

Значение ω_2' , учитывая, что

$$\omega_2' = \omega_1 \frac{c-e}{b-c},$$

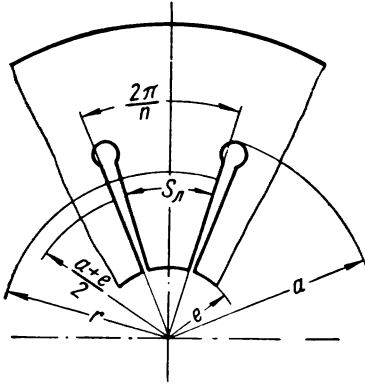
может быть найдено по формуле (66).

Определим составляющую ω_2'' . Так как число n лепестков обычно велико ($n \geq 12$), а угол подъема тарелки α мал, пренебрежем кривизной лепестка, приняв сечение прямоугольным. Полагая прогибы ω_2 малыми [$\omega_2'' \ll (a-e)$], воспользуемся для вычисления ω_2'' интегралом перемещений Мора:

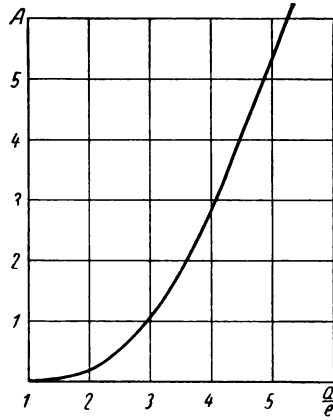
$$\omega_2'' = \int_e^r \frac{M_p M_1}{E J_x},$$

где $M_p = \frac{P_2}{n} (r-e)$ — момент силы P_2 , приходящейся на лепесток, на радиусе r ;

$M_1 = (r - e)$ — момент от единичной силы, приложенный к лепестку в направлении искомого перемещения;
 EJ_x — жесткость сечения при изгибе, являющаяся функцией радиуса r .



Фиг. 79. Схема определения прогиба лепестка.



Фиг. 80. Зависимость A от отношения $\frac{a}{e}$.

Обозначим через η коэффициент полноты лепестка и примем его постоянным по r и равным значению на среднем радиусе $r_{cp} = \frac{a+e}{2}$ (фиг. 79):

$$\eta = \frac{S_A}{S} = \frac{S_A n}{\pi (a+e)}.$$

Тогда момент инерции сечения на радиусе r :

$$J_x = \frac{\left(\frac{2\pi}{n} \eta r\right) h^3}{12} = \frac{\pi \eta r h^3}{6n}.$$

Интеграл Мора принимает вид

$$\omega_2'' = \int_e^a \frac{a \frac{P_2}{n} (r-e) (r-e)}{E \frac{\pi \eta r h^3}{6n}}.$$

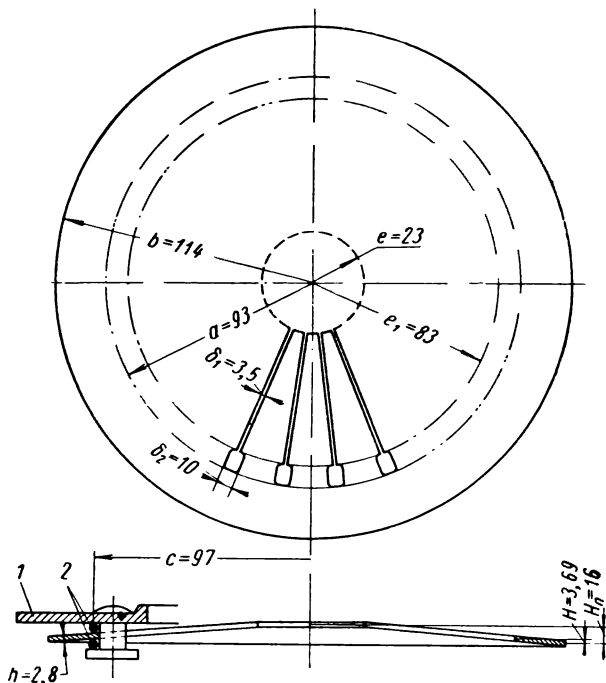
После интегрирования получим

$$\omega_2'' = \frac{6 - P_2 e^2}{E \pi \eta h^3} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{a^2}{e^2} - 1 \right) - 2 \left(\frac{a}{e} - 1 \right) + \ln \frac{a}{e} \right] = P_2 A \frac{6e^2}{\pi \eta E h^3}, \quad (67)$$

где A зависит только от отношения $\frac{a}{e}$ (фиг. 80).

В ряде случаев корневое сечение лепестка пружины¹ для уменьшения концентрации напряжений несколько ослабляют (фиг. 81). Влияние этого ослабления легко учесть, разбивая интеграл Мора на два по пределу интегрирования (см. пример, приведенный ниже).

Зная величины ω'_2 и ω''_2 , можно построить полную характеристику сцепления или, что чаще делают, зависимость ($P_2\omega_2$).



Фиг. 81. Тарельчатая разрезная пружина:

1 — кожух сцепления; 2 — опорные кольца.

Рассмотрим в качестве примера определение характеристики сцепления фирмы Шевроле с разрезной тарельчатой пружиной. Необходимые размеры приведены на фиг. 81. Вследствие отсутствия опытных данных о жесткости диска и кожуха сцепления податливостью этих элементов пренебрежем. Материал пружины сталь 60С2, для которой $E = 2 \cdot 10^8 \text{ кг/см}^2$; $\mu = 0,25$. Для удобства вычислений представим формулу (66) в виде

$$P = \frac{\pi E_1 h^4}{6(b-c)^2} \cdot \frac{\omega_1}{h} \ln \frac{b}{a} \left[\left(\frac{H}{h} - \frac{\omega_1}{h} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{H}{h} - \frac{\omega_1}{2h} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + 1 \right]$$

¹ Окона у оснований лепестков используют для пропуска болтов, удерживающих опорные кольца.

или, обозначив безразмерные величины

$$\bar{P} = P \frac{6(b-c)^2}{\pi E_1 h^4} \text{ и } \frac{\omega_1}{h} = \bar{\omega}_1,$$

получим

$$\bar{P} = \bar{\omega}_1 \ln \frac{b}{a} \left[\left(\frac{H}{h} - \bar{\omega}_1 \frac{b-a}{b-c} \right) \left(\frac{H}{h} - \bar{\omega}_1 \cdot \frac{b-a}{2(b-c)} \right) + 1 \right]. \quad (68)$$

Используя заданные величины, находим

$$P = \frac{\pi E_1 h^4}{6(b-c)^2} \bar{P} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,28^4}{6(1-0,25^2)(11,4-9,7)^2} \cdot \bar{P} = 2370 \bar{P} \text{ кг};$$

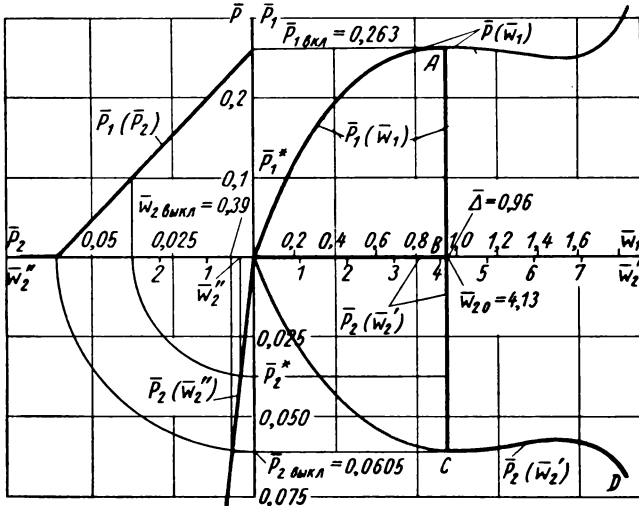
$$\omega = \bar{\omega} \cdot h = 2,8 \bar{\omega} \text{ мм};$$

$$H = H_n \frac{b-a}{b-e} = 16 \frac{114-93}{114-23} = 3,69 \text{ мм};$$

$$\frac{H}{h} = \frac{3,69}{2,8} = 1,54;$$

$$P = 0,207 \bar{\omega}_1 [(1,54 - 1,235 \bar{\omega}_1)(1,54 - 0,667 \bar{\omega}_1) + 1]. \quad (69)$$

Характеристика $\bar{P}(\omega_1)$ построена по уравнению (69) в правом верхнем квадранте на фиг. 82.



Фиг. 82. Характеристика сцепления.

При $\bar{P}_2 = 0$ (участок OA), как это следует из формулы (66), построенная характеристика является одновременно зависимостью $\bar{P}_1(\bar{\omega}_1)$. Выбранная рабочая точка A определяет необходимый сборочный натяг $\bar{\Delta} = \bar{\omega}_{18к.л} = 0,96$.

Зависимость \bar{P}_1 (\bar{P}_2) между нажимным \bar{P}_1 и выжимным \bar{P}_2 усилиями можно определить из условия, что в процессе выключения

$$\bar{P}_1 + \bar{P}_2 \frac{c-e}{b-c} = \bar{P}_{1вкл} \quad (70)$$

или

$$\bar{P}_1 + 4,35\bar{P}_2 = 0,263. \quad (71)$$

Зависимость (71) построена в левом верхнем квадранте (фиг. 82). Учитывая, что $\bar{\omega}'_2 = \frac{c-e}{b-c} \bar{\omega}_1 = 4,35\bar{\omega}_1$, и при $P_1 = 0$ $\bar{P}_2 = \frac{b-c}{c-e} \bar{P} = 0,23\bar{P}$, простым перестроением в масштабе зависимости \bar{P} ($\bar{\omega}_1$) получим характеристику \bar{P}_2 ($\bar{\omega}'_2$) на участке CD , соответствующем выключенному сцеплению ($\bar{P}_1 = 0$).

Для определения хода выжимного подшипника необходимо определить $\bar{\omega}''_2$ как функцию \bar{P}_2 . Интеграл Мора для рассматриваемого случая принимает вид

$$\omega''_2 = \int_e^{e_1} \frac{6P_2(r-e)(r-e)}{\pi E \eta r h^3} dr + \int_{e_1}^a \frac{6P_2(r-e)(r-e)}{\pi E \tau_1 r h^3} dr, \quad (72)$$

где $\eta = \frac{2\pi}{n} \cdot \frac{e+e_1}{2} - \delta_1 = 1 - \frac{\delta_1 n}{\pi(e+e_1)} = 0,811$ — коэффициент

полноты лепестка на радиусе $\frac{e+e_1}{2}$;

$n_1 = 1 - \frac{\delta_2 n}{\pi(a+e_1)} = 0,674$ — коэффициент полноты на радиусе $\frac{a+e}{2}$.

После интегрирования получим

$$\begin{aligned} \omega''_2 &= \frac{6P_2 e^2}{\pi E h^3} \left\{ \frac{1}{\eta} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{e_1^2}{e^2} - 1 \right) - 2 \left(\frac{e_1}{e} - 1 \right) + \ln \frac{e_1}{e} \right] + \right. \\ &+ \left. \frac{1}{\tau_1} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{a^2}{e^2} - \frac{e_1^2}{e^2} \right) - 2 \left(\frac{a}{e} - \frac{e_1}{e} \right) + \ln \frac{a}{e_1} \right] \right\} = \\ &= \frac{6P_2 e^2}{\pi E h^3} \left(\frac{A}{\tau_1} + \frac{A_1}{\tau_1} \right), \quad (73) \end{aligned}$$

где через A и A_1 обозначены выражения в квадратных скобках.

Переходя к безразмерным величинам

$$\bar{P}_2 = P_2 \frac{6(b-c)^2}{\pi E_1 h^4} \quad \text{и} \quad \bar{\omega}''_2 = \frac{\omega''_2}{h},$$

из формулы (94) находим

$$\bar{P}_2 = \bar{\omega}_2'' \frac{1 - \mu^2}{\left(\frac{A}{\eta} + \frac{A_1}{\eta_1}\right)} \left(\frac{b-c}{e}\right)^2. \quad (74)$$

Подстановка заданных значений дает

$$\bar{P}_2 = 0,132 \cdot \bar{\omega}_2''. \quad (75)$$

Эта зависимость построена в левом нижнем квадранте на фиг. 82.

Построенные зависимости полностью характеризуют работу упругого элемента сцепления. Ниже даны основные результаты.

Для выбранной рабочей точки A нажимное усилие составит

$$P_{1вкл} = 2370 \bar{P}_{1вкл} = 2370 \cdot 0,263 = 624 \text{ кг.}$$

Это усилие обеспечивается сборочным натягом

$$\Delta = 2,8 \bar{\Delta} = 2,8 \cdot 0,96 = 2,7 \text{ мм.}$$

Изменение натяга в интервале $0,8 \leq \bar{\Delta} \leq 1,2$ практически не меняет величины нажимного усилия.

Высота пружины (по средней поверхности) в рабочем состоянии

$$\begin{aligned} H_{п\ вкл} &= H_n - 2,8 \bar{\omega}_{1вкл} - 2,8 \bar{\omega}_{20} = \\ &= 16 - 2,8 \cdot 0,96 - 2,8 \cdot 4,13 = 1,8 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Расстояние между торцовыми поверхностями пружины во включенном состоянии

$$l = H_{п\ вкл} + h = 1,8 + 2,4 = 4,2 \text{ мм.}$$

Усилие выключения сцепления на подшипнике отводки

$$P_{2выкл} = 2370 P_{2выкл} = 2370 \cdot 0,0605 = 143 \text{ кг.}$$

Это усилие несколько понижается при дальнейшем ходе подшипника.

Ход подшипника от начала соприкосновения с опорной плоскостью до полного выключения

$$\omega_{2выкл} = 2,8 \cdot \bar{\omega}_{2выкл} = 2,8 \cdot 0,39 = 1,1 \text{ мм.}$$

Заканчивая на этом рассмотрение вопросов расчета на жесткость и определения характеристик сцеплений, перейдем к расчету на прочность.

Напряжения σ_t в зависимости от величины поворота φ сечения в любом волокне неразрезной пружины определяют по формуле (48).

Опасным расчетным волокном является волокно, проходящее по малому торцу пружины. След этого волокна обозначен B в сече-

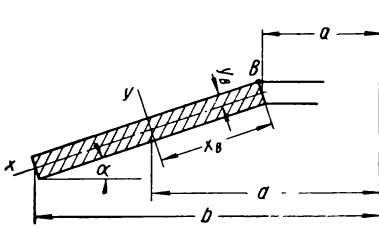
нии пружины на фиг. 83. Окружные напряжения σ_t достигают максимума в этом волокне при $\varphi = \alpha$ (в практически используемом участке характеристики).

Таким образом расчетное напряжение составит

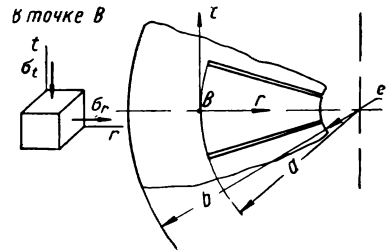
$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= E' \frac{x_B \alpha \left(a - \frac{\alpha}{2} \right) - y_B \alpha}{d + x_B} = \\ &= \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{(a - d) \frac{\alpha^2}{2} - \frac{h}{2} \alpha}{a}, \end{aligned} \quad (76)$$

где d определяют по формуле (50).

Это напряжение следует сравнивать с пределом текучести $\sigma_{Tсж}$ материала при сжатии, если количество переключений сцепления



Фиг. 83. Схема определения максимальных напряжений.



Фиг. 84. Напряженное состояние в опасной точке разрезной пружины.

в процессе работы мало (не превышает 100 000 раз). Если количество переключений того же порядка, что и база для определения предела выносливости материала (10^7 циклов), σ_{\max} следует сравнивать с пределом выносливости при пульсационном цикле сжатия.

В разрезной пружине опасной является точка B в середине основания лепестка (фиг. 84). Для инженерных расчетов с достаточной степенью точности можно принять для этой точки напряженное состояние двухосным, причем σ_t , исходя из условий совместности деформаций, определять по формуле (48), а σ_r — по обычной формуле для напряжений при изгибе:

$$\sigma_r = \frac{M_{изг}}{W_\alpha}$$

Учитывая, что для расчетного сечения

$$M_{изг} = \frac{P_2}{n} (a - e) \quad \text{и} \quad W_x = \frac{2\pi}{n} \frac{(a - e) h^2 \tau_1}{6}$$

находим

$$\sigma_r = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{P_2}{h^2 \tau_1} \approx \frac{P_2}{h^2 \tau_1} \quad (77)$$

Наибольшего значения компоненты напряжений достигают в момент выключения сцепления (при переходе пружины через плоское положение); для этого положения σ_t определяют по формуле (76), а σ_r — по формуле (77), в которую следует подставить вместо P_2 значение $P_{2\text{выкл}}$.

Эквивалентное напряжение в опасной точке по теории прочности максимальных касательных напряжений составит

$$\sigma_{\text{экр}} = \sigma_r - \sigma_t = \frac{P_{2\text{выкл}}}{h^2 \gamma_1} + \frac{E}{2(1-\mu^2)} \cdot \frac{(d-a)\alpha^2 + ha}{a}. \quad (78)$$

Полученное по формуле (78) напряжение следует сравнивать в зависимости от условий работы сцепления либо с пределом текучести при растяжении, либо с пределом выносливости при пульсационном цикле растяжения.

В качестве примера пользования формулой (78) определим расчетное напряжение для пружины, приведенной на фиг. 83. По формуле (50) определяем

$$d = \frac{b-a}{\ln \frac{b}{a}} = \frac{114-93}{\ln \frac{114}{93}} = \frac{21}{0,207} = 101,2 \text{ мм.}$$

Для корневого сечения

$$\eta = \eta_1 = 0,674.$$

Угол подъема

$$\alpha = \frac{H_n}{b-e} = \frac{16}{114-23} = 0,176.$$

Из характеристики на фиг. 82 с учетом масштаба находим

$$P_{2\text{выкл}} = 143 \text{ кг.}$$

По формуле (78) определяем

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экр}} &= \frac{143}{0,28^2 \cdot 0,674} + \frac{2 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,94} \cdot \frac{(10,12 - 9,3) \cdot 0,176^2 + 0,28 \cdot 0,176}{9,3} = \\ &= 2710 + 8540 = 11\,250 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Предел текучести материала (сталь 60С2)

$$\sigma_T = 12\,000 \text{ кг/см}^2.$$

МЕХАНИЗМ ВКЛЮЧЕНИЯ И ВЫКЛЮЧЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ

Одним из звеньев кинематической связи между педалью сцепления и нажимным диском являются нажимные или отжимные рычаги, обеспечивающие заданное передаточное число.

Выбор передаточного числа этих рычагов не может быть произведен вне связи с общим передаточным числом привода из-за существ-

вующих определенных соотношений между усилием выключения, ходом педали и нажимного диска и усилием нажимных пружин. Физические возможности водителя ставят предел повышению усилия на педаль по мере увеличения момента трения сцепления и наибольшего хода педали сцепления.

Анализ данных по сцеплениям с центральной пружиной (табл. 33), устанавливаемых на мощных двигателях, позволяет сделать следующие выводы.

Таблица 33

Усилие на педаль и ход педали выключения сцеплений фирмы Лайп (фиг. 8)

Наименование	Модель сцепления				
	Z34-S	Z30-S	Z32-S	Z42-S	Z40-S
Наружный диаметр фрикционного кольца D в мм	302	327	352	380	380
Передаточное число:					
от педали к подшипнику выключения . .	12	12	12	13	13
нажимных рычагов . .	5,3	6,275	6,478	6,57	7,015
Усилие на педаль при максимальном ходе педали в кг	22,5	22,5	22,5	24,5	28
Ход педали в мм:					
холостой	50	50	50	50	50
для выключения	96	125	114	165	165
полный	146	175	164	215	215

Усилие выключения, приложенное к педали сцепления, растет с увеличением размера сцепления, причем наибольшие его значения составляют 20—28 кг; наибольший ход педали 175—215 мм.

П. Хельдт указывает, что сцепления, передающие большой момент трения (70—80 кгм), должны иметь ход педали 150—180 мм.

Задаваясь значением усилия на педали Q и имея величину нажимного усилия P , можно определить общее передаточное число привода без учета упругости рычагов и деталей привода:

$$i_n = \frac{P}{Q}, \quad (79)$$

где Q — усилие на педаль, прикладываемое водителем.

Передаточное число привода

$$i_n = i_1 \cdot i_2, \quad (80)$$

где i_1 — передаточное отношение рычагов;

i_2 — передаточное отношение от педали сцепления до подшипника выключения.

При механическом приводе величина к. п. д. η колеблется в пределах 0,80—0,85, а при гидравлическом приводе доходит до $\eta = 0,98$.

**Передаточные числа приводов различных типов сцеплений
инострального производства**

Тип сцепления	Фирма	Модель	Наружный диаметр фрикционного кольца в мм	Передаточные числа рычагов		Общее передаточное число i_n
				i_1	i_2	
Однодисковое	Лонг	12CB	304	5,5	10—12	55/66 *
		13-6	350	5	10—12	50/60 *
		15-4	395	5,5	10—12	55/66 *
		17	425	7	10—12	70/84 *
	Лайп	Z32-S	352	6,478	12	78
		Z40-S	380	7,015	13	91,5
Борг и Бек	—	320	4,9	—	—	
	—	360	5,55	—	—	
Двух-дисковое	Лонг	29A	250	4,5	10—12	45/54 *
		31A	280	4,5	10—12	45/54 *
		34B	350	5	10—12	50/60 *
	Лайп	Z37-S	302	5	13	65
		Z54-S	352	5,54	13	69,5
		Z38-S	268	6,9	13	90
Много-дисковое	Фуллер	—	285	3	—	

* Соответственно минимальное и максимальное значения.

В табл. 34 указаны передаточные числа привода, принятые для различных типов однодисковых и двухдисковых сцеплений, без учета упругости деталей привода.

Выбирая i_1 , исходя из перемещения нажимного диска, при котором обеспечивается чистота выключения, и конструктивных особенностей сцепления, определяем i_2 . После этого необходимо убедиться, что перемещение подшипника выключения и педали сцепления будет в допустимых пределах. В противном случае приходится пересмотреть выбранные значения передаточных отношений.

Если не удастся выдержать допустимые зависимости между перемещением деталей и усилием на педаль, то следует устанавливать усилитель для выключения сцепления.

Данные о перемещениях нажимных дисков, подшипника выключения и педали одно- и двухдисковых сцеплений приведены в табл. 35 и 36. Для однодисковых сцеплений ход нажимного диска составляет 1,5—2 мм, а для двухдисковых — 2—2,5 мм. При таком ходе нажимного диска зазор между трущимися поверхностями у однодисковых

Данные по кинематике привода сцепления фирмы Лайп (фиг. 8)

Наименование	Модели однодисковых сцеплений						Модели двухдисковых сцеплений		
	Z34-S	Z30-S	Z32-S	Z31-S	Z42-S	Z40-S	Z37-S	Z54-S	Z38-S
Наружный диаметр фрикционного кольца в мм	302	327	352	352	381	381	302	352	368
Передаточное число рычагов i_1	5,3	6,275	6,478	6,00	6,57	7,015	5,0	5,54	6,9
Ход выключения ¹	8	10,5	9,5	11,0	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
Ход нажимного диска ² в мм	1,5	1,68	1,46	1,84	1,93	1,81	2,54	2,3	1,85
Размеры на регулировку при износе в мм	9,5	8,75	8	8,75	8	8	8	8	8
Величина износа фрикционных колец с учетом размера на регулировку в мм	1,8	1,4	1,2	1,45	1,2	1,14	1,60	1,47	1,16
Толщина фрикционного кольца в мм	4	4	4	4	4	4	3,2	3,6	4

¹ Действительное перемещение подшипника выключения.
² Без учета упругости рычагов.

сцеплений будет 0,75—1,0 мм, а удвухдисковых — 0,5—0,6 мм. Величина зазора между трущимися поверхностями двухдисковых сцеплений не позволяет применять для них ведомые диски с пружинами.

При определении полного хода педали необходимо учитывать наличие зазора между отжимными рычагами или связанными с ними деталями и подшипником выключения, влияющим на свободный ход педали.

Зазор этот должен обеспечивать не только полное выключение сцепления, но и некоторое перемещение нижних концов рычагов в сторону подшипника выключения при износе фрикционных колец. При малом зазоре необходимо более часто производить регулировку привода, а при большом — увеличивается ход педали. В выполненных конструкциях зазор этот составляет 1,5—3 мм ($1/16''$ — $1/8''$).

Таким образом, полный ход педали сцепления состоит из перемещения, необходимого для выключения сцепления, и из свободного хода педали.

В табл. 37 приведены данные по кинематике привода сцеплений отечественных автомобилей.

Таблица 36

Данные по кинематике привода сцепления фирмы Лонг

Наименование	Модели однодисковых сцеплений						Модели двухдисковых сцеплений		
	9CF	10CF	11CF	13-6	15-4	17	29A	31A	34BD
Наружный диаметр фрикционного кольца в мм	230	254	280	350	395	425	250	280	350
Передаточное число рычагов	3,91	4,72 * 5,17	4,72 * 5,17	5,0	5,5	7,0	4,5	4,5	5,0
Ход выключения в мм	6,3	8	8	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	15,87
Ход нажимного диска в мм	1,6	1,7 * 1,55	1,7 * 1,55	2,54	2,32	1,82	2,82	2,82	3,18
Размер на регулировку при износе в мм (фиг. 11, 12, 17)	12,7	15,87	15,87	22,2	22,2	19	15,87	15,87	19
Величина износа фрикционного кольца с учетом размера на регулировку в мм	3,25	3,36 * 3,05	3,36 * 3,05	4,45	4,05	2,72	3,52	3,52	3,80
Толщина фрикционного кольца в мм	3,5	3,5	3,5	**	**	**	3,5	3,5	**

* Сцепления поставляются с двумя различными передаточными числами рычагов.
** Толщина в зависимости от условий эксплуатации.

Таблица 37

Данные по кинематике привода сцеплений отечественных грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Нажимное усилие, приложенное к педали, в кг ($\frac{P}{i_n}$)	Ход педали в мм		Ход нажимного диска в мм	Передаточное число привода i_n
		холостой	рабочий		
ГАЗ-51 *	13,5	40,5	110	2,47	44,4
ЗИС-5	20	25	80	3,1	25,8
ЗИЛ-150	15	22,5	107	3,1	34,6
МАЗ-200	17,5	38	118	1,28	92

* Полуцентробежное сцепление; неработающий двигатель.

Передаточное число привода i_n возрастает по мере увеличения размеров сцепления и колеблется в пределах 50—90.

Ход педали и усилие на педаль, во избежание утомляемости водителя, должны быть по возможности невелики. Однако слишком малое усилие на педаль также нежелательно, так как некоторые водители (хотя это и запрещается) имеют обыкновение оставлять ногу на педали сцепления и могут тем самым вызывать пробуксовку сцепления и его преждевременный износ. Во избежание этого нижнее значение усилия для выключения сцепления не рекомендуется выбирать менее 6—8 кг.

В действительности усилия для выключения сцеплений будут несколько бóльшими, так как в приведенных выше рассуждениях не учитывался сравнительно низкий к. п. д. привода.

Для предотвращения попадания смазки на рабочие поверхности фрикционных колец в некоторых конструкциях применяют для установки рычагов ножевые опоры (автомобили ЗИС-5 и ЗИЛ-150), не требующие смазки.

Расчет рычагов на прочность производится по наибольшему усилию, которое может на них действовать. Таким усилием для отжимных рычагов (при периферийном расположении пружин) будет усилие, необходимое для полного сжатия нажимных пружин.

Усилие выключения Q'_1 , приложенное, по внутреннему концу одного отжимного рычага (при условии, что рычаг первого рода), может быть определено по формуле

$$Q'_1 = \frac{P_2 b}{z_1 c}, \quad (81)$$

где b и c — плечи рычага;

P_2 — усилие нажимных пружин при выключенном сцеплении;
 z_1 — число рычагов.

Для полуцентробежных сцеплений усилие Q'_1 может быть определено из уравнения

$$Q'_1 = \frac{Q_1}{z} = \frac{P_2 b}{z_1 c} + m \left(\frac{2\pi n m}{60} \right)^2 \frac{a}{c} R_1, \quad (82)$$

где $Q'_1 = \frac{Q_1}{z}$ — усилие на внутреннем конце одного рычага;

R_1 — плечо центра тяжести груза;

a — расстояние от центра тяжести груза до точки опоры;

c — плечо приложения силы Q_1 .

Изгибающий момент M_g и напряжение на изгиб σ в опасном сечении определяют из выражений:

$$M_g = Q_1 \cdot l;$$

$$\sigma = \frac{M_g}{W}, \quad (83)$$

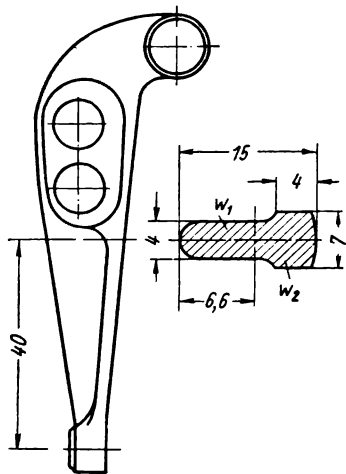
где l — расстояние до опасного сечения;

W — момент сопротивления сечения.

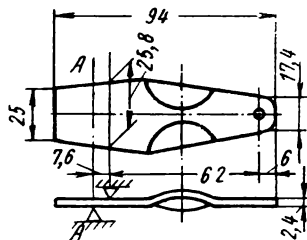
Отжимные рычаги должны быть жесткими, так как при недостаточной жесткости будет возрастать ход педали сцепления.

Ниже приводятся расчетные данные по отжимным и нажимным рычагам сцеплений автомобилей ГАЗ-51 и ЯАЗ-210.

На фиг. 85 показан отжимной рычаг полуцентробежного сцепления автомобиля ГАЗ-51. При усилии на педаль 40 кг усилие $Q'_1 = 415$ кг (при этом рычаг упирается в нажимной диск). Моменты сопротивления сечений $W_1 = 0,218$ см³ и $W_2 = 0,172$ см³ и соответствующие напряжения изгиба $\sigma_1 = 2570$ кг/см² и $\sigma_2 = 8250$ кг/см².



Фиг. 85. Отжимной рычаг полуцентробежного сцепления автомобиля ГАЗ-51.



Фиг. 86. Нажимной рычаг сцепления автомобиля ЯАЗ-210.

При выключении сцепления на малых оборотах сила Q'_1 на конце отжимного рычага будет около 200 кг. Тогда $\sigma_1 = 1300$ кг/см² и $\sigma_2 = 1625$ кг/см².

Нажимные рычаги применены на сцеплении автомобиля ЯАЗ-210 (фиг. 86). При усилии на один рычаг, равном 13 кг (соответствует усилию на педали 40 кг) и моменте сопротивления сечения $W = 0,0248$ см³; напряжение на изгиб $\sigma \approx 3250$ кг/см². Деформация конца рычага под действием силы Q'_1 равна $\delta = 1,88$ мм.

ДЕТАЛИ, ПЕРЕДАЮЩИЕ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ ОТ МАХОВИКА ДВИГАТЕЛЯ К НАЖИМНОМУ ДИСКУ

Нажимной диск для передачи крутящего момента двигателя соединяют с маховиком двигателя, причем это соединение должно обеспечить свободное осевое перемещение нажимного диска. Для соединения нажимного диска с маховиком используются для однодисковых сцеплений выступы (см. фиг. 29), а для двух- и трехдисковых сцеплений — пальцы или шипы. Преимуществом выступов является то, что их можно выполнить за одно целое с нажимным диском.

Для расчета деталей, передающих крутящий момент, необходимо знать действующие на них усилия, которые можно определить, исходя

из того, что крутящий момент двигателя распределяется по нажимным дискам пропорционально числу соприкасающихся с ними поверхностей трения.

Удельное давление на опорные поверхности шипов, пальцев и выступов может быть определено из уравнения

$$\sigma_d = \frac{F_1}{f} = \frac{\gamma M_{\max}}{R_3 z_{\text{ш}} f}, \quad (84)$$

где M_{\max} — максимальный крутящий момент двигателя;
 γ — коэффициент пропорциональности, учитывающий распределение крутящего момента двигателя по нажимным

дискам (причем $\gamma = \frac{z'_n}{z_n}$, где z_n — общее число поверхностей трения, а z'_n — число поверхностей трения нажимного диска; таким образом для шипов, связанных со средним нажимным диском двухдискового сцепления, $\gamma = 0,5$);

$z_{\text{ш}}$ — число шипов, пальцев и выступов;

f — площадь контакта;

R_3 — средний радиус расположения шипов, пальцев или выступов.

При определении величины площади контакта надо учитывать, что во многих конструкциях по мере износа фрикционных колец нажимной диск перемещается ближе к маховику, отчего площадь контакта f уменьшается.

На фиг. 87 приведена конструкция, когда передача крутящего момента двигателя на нажимной диск осуществляется с помощью выступов. Площадь контакта до износа фрикционного кольца была равна площади ABC_1D_1 , а после износа уменьшилась на величину CDD_1C_1 .

Удельное давление в деталях, связывающих нажимной диск с маховиком, зависит от их конструкции. Соединение нажимного диска с помощью выступа, входящего в кожух сцепления, имеет обычно малые опорные поверхности. Удельное давление в этом случае $\sigma_d = 100 \div 150 \text{ кг/см}^2$ (для автомобиля ГАЗ-51 удельное давление составляет около 105 кг/см^2).

Кроме смятия, эти детали подвержены изгибу, а пальцы — растяжению.

Обычно расчет выступов на изгиб не производят, так как плечо l приложения усилия весьма невелико, а момент сопротивления сечения у основания выступа по конструктивным размерам получается сравнительно большим.

Момент, изгибающий палец l (фиг. 88), равен сумме моментов от сил Q' и Q'' , которые можно определить по формулам:

$$\left. \begin{aligned} Q' &= \frac{M_{\max}}{2nR_n}; \\ Q'' &= \frac{M_{\max}}{4nR_n}, \end{aligned} \right\} \quad (85)$$

Напряжение на изгиб у основания пальца

$$\sigma' = \frac{M_{\theta}}{W_{\theta}} = \frac{M_{\theta}}{0,1d^3} = \frac{M_{\max}(2a + b)}{4R_{nn} \cdot 0,1d^3}, \quad (86)$$

где M_{θ} — изгибающий момент;

d — диаметр у основания пальца;

W_{θ} — момент сопротивления сечения на изгиб;

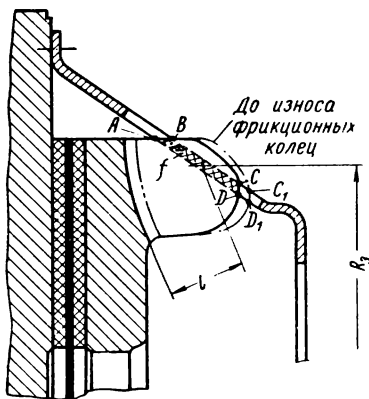
a и b — соответственно плечи приложения усилий Q' и Q'' ;

n — число пальцев.

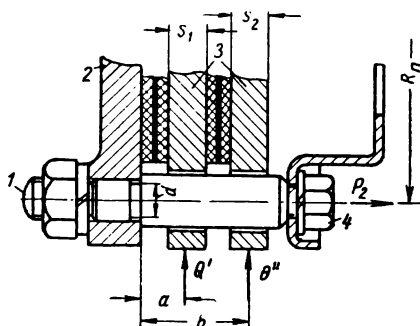
Напряжение растяжения в пальце от наибольшего усилия P_2 нажимных пружин (при выключенном сцеплении) в том же сечении пальца

$$\sigma = \frac{4P_2}{\pi d^2 n}. \quad (87)$$

Результирующее максимальное напряжение в пальцах равно сумме напряжений на изгиб и на растяжение.



Фиг. 87. Схема для определения удельного давления в выступе нажимного диска.



Фиг. 88. Схема для расчета пальцев, связывающих нажимные диски с маховиком:

1 — палец; 2 — маховик; 3 — нажимные диски; 4 — болт.

Болты 4, крепящие кожух к пальцам, следует рассчитывать на растяжение от силы P_2 .

Напряжения смятия пальцев определяют по формулам

$$\left. \begin{aligned} \sigma'_d &= \frac{Q'}{s_1 d_1}; \\ \sigma''_d &= \frac{Q''}{s_2 d_1}, \end{aligned} \right\} \quad (88)$$

где d_1 — диаметр пальца.

При создании семейства сцеплений пальцы и шипы рассчитывают для наибольшей модели сцепления. Это позволяет иметь один размер шипов для всех сцеплений данного семейства. Диаметры пальцев также выбирают одинаковыми для всех моделей, а длину их изменяют.

СТУПИЦА ВЕДОМОГО ДИСКА

Ступицу ведомого диска устанавливают на шлицевом конце ведущего вала коробки передач. Для этого сопряжения применяют посадку, обеспечивающую свободное перемещение ступицы.

Для удобства шлифования боковых поверхностей шлицев в месте перехода от боковой поверхности шлица к внутреннему диаметру ведущего вала делают канавку или плавный переход радиусом r к боковым поверхностям шлицев. От формы шлицев зависит прочность ведущего вала. При резких переходах во внутренних углах канавок ведущего вала местные напряжения могут достичь большой величины.

Расчет шлицев производят на смятие и на срез. При наличии нескольких ведомых дисков с самостоятельными ступицами принимают, что момент распределяется между ступицами поровну. Силу, приложенную к среднему радиусу шлицев для одной ступицы, находим из уравнения

$$F = \frac{4M_{\max}}{z_3(D_n + d_d)}, \quad (89)$$

z_3 — число ступиц;
 D_n — наружный диаметр шлицев ведущего вала;
 d_d — внутренний диаметр шлицев ступицы.
 Напряжение на смятие

$$\sigma_d = \frac{2F}{z_2 l' (D_n - d_d)} \quad (90)$$

и на срез для шлицев прямоугольного сечения

$$\tau = \frac{F}{z_2 l' b}, \quad (91)$$

где l' — рабочая длина шлицев ступицы;
 b — ширина шлицев у основания;
 z_2 — число шлицев.


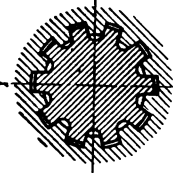
При эвольвентных шлицах размеры их выбирают по ГОСТу 6033-51.

В однодисковых и двухдисковых сцеплениях, имеющих одну ступицу, длина ступицы делается сравнительно большой для уменьшения перекаса ведомого диска. П. Хельдт отмечает, что длина ступицы для нормальных условий работы должна быть примерно равна наружному диаметру шлицев ведущего вала. Для тяжелых условий работы длину ступицы делают примерно равной 1,4 наружного диаметра шлицев ведущего вала.

При двух или трех ступицах длина каждой ступицы значительно меньше, но условия посадки ступицы на шлицы сохраняются теми же.

В табл. 38 приведены конструктивные, а в табл. 39 — расчетные данные по шлицевым соединениям ступиц ведомых дисков сцеплений отечественных грузовых автомобилей. Напряжения в шлицах определены для случая передачи сцеплением максимального крутящего момента двигателя M_{\max} .

Размеры шлицев ступицы ведомого диска сцепления и вала коробки передач отечественных грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Профиль шлицев		Число шлицев	Размеры шлицев ступицы в мм				Размеры шлицев вала в мм		
	Характеристика	Эскиз		Наружный диаметр	Внутренний диаметр	Толщина	Длина	Наружный диаметр	Внутренний диаметр	Толщина
ГАЗ-51	Прямоугольные		10	$35,13^{+0,15}$	$28,65^{+0,18}$	$5,40^{+0,04}$	30,5	$34,925_{-0,08}$	$26,5_{-0,5}$	$5,385_{-0,05}$
ЗИС-5			10	$38,6$ $\frac{38,4}{}$	$31,30$ $\frac{31,00}{}$	$5,945$ $\frac{5,890}{}$	37	$37,8$ $\frac{37,6}{}$	27	$5,86_{-0,100}$
ЗИЛ-150	Прямоугольные с закруглением на валу		10	$38,6$ $\frac{38,4}{}$	$31,30$ $\frac{31,00}{}$	$5,945$ $\frac{5,890}{}$	28 *	$37,8$ $\frac{37,6}{}$	27	$5,86_{-0,100}$
МАЗ-200			10	$38^{+0,170}$	$31^{+0,170}$	$6^{+0,039}$	50	$38_{-0,170}$ $\frac{38_{-0,340}}{}$	$28_{-0,280}$	$6_{-0,050}$ $\frac{6_{-0,100}}{}$
ЯАЗ-210			10	$38^{+0,170}$	$31^{+0,170}$	$6^{+0,039}$	47,5	$38_{-0,170}$ $\frac{38_{-0,340}}{}$	$28_{-0,280}$	$6_{-0,050}$ $\frac{6_{-0,100}}{}$

* Две ступицы

Напряжения в шлицах ступиц ведомых дисков сцеплений грузовых автомобилей отечественного производства

Марка автомобиля	Максимальный крутящий момент двигателя M_{\max} в кгсм	Напряжения в кг/см ²		Примечание
		смятия σ_d	среза τ	
ГАЗ-51	2050	126	80	—
ЗИС-5	2850	100	52	Двухдисковое сцепление; одна ступица
ЗИЛ-150	3300	122	75	Двухдисковое сцепление; две ступицы
МАЗ-200	4800	198	94	—
ЯАЗ-210	7050	285	144	—

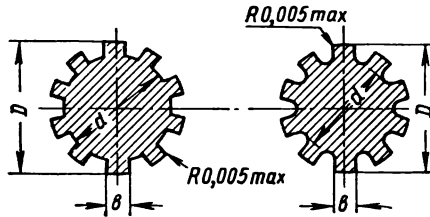
В табл. 40 приведены напряжения в шлицевых соединениях ступиц ведомых дисков сцеплений фирмы Лонг, подсчитанные также для максимального крутящего момента, рекомендуемого для данного сцепления. Данные о размерах шлицевых соединений ступиц и ведущих валов коробок передач фирмы Лонг приведены в табл. 41. Независимо от числа шлицев и их номинального размера, наружный диаметр шлицев ведущего вала имеет допуск 0,002" (0,05 мм), а наружный диаметр шлицев ступицы — допуск 0,006" (0,152 мм), что дает гарантированный зазор по наружному диаметру от 0,010 до

Таблица 40

Напряжения в шлицах ступиц ведомых дисков сцеплений фирмы Лонг

Максимальный крутящий момент двигателя M_{\max} в кгсм	Номинальный размер шлицев	Число шлицев	Длина ступицы в мм	Напряжения в кг/см ²	
				смятия σ_d	среза τ
20 35	$1\frac{3}{8}$ " (~35 мм)	10	35	115	65
	$1\frac{1}{2}$ " (~38 мм)	6	45	240	77
	$1\frac{1}{2}$ " (~38 мм)	10	45	145	75
	$1\frac{1}{2}$ " (~38 мм)	16	45	90	52
85	$1\frac{3}{4}$ " (~44,5 мм)	6	63	280	105
	$1\frac{3}{4}$ " (~44,5 мм)	10	63	170	100

Размеры шлицев ступицы ведомого диска сцепления и ведущего вала коробки передач по рекомендациям фирмы Лонг (размеры в дюймах)



Условное обозначение соединения (номинальный диаметр вала — число шлицев)	Размеры шлицев ступицы				Размеры шлицев ведущего вала			
	Наружный диаметр D^*	Внутренний диаметр d^*	Толщина b		Наружный диаметр D^{**}	Внутренний диаметр d max	Толщина b	
			Размер	Допуск			Размер	Допуск
$\frac{3}{4}-10$ (19,05 мм)	$\frac{0,758}{0,764}$	$\frac{0,647}{0,653}$	$\frac{0,1155}{0,1165}$	0,0010	$\frac{0,748}{0,746}$	0,642	$\frac{0,1150}{0,1135}$	0,0015
$\frac{7}{8}-10$ (22,225 мм)	$\frac{0,885}{0,891}$	$\frac{0,713}{0,719}$	$\frac{0,1350}{0,1365}$	0,0015	$\frac{0,875}{0,873}$	0,708	$\frac{0,1345}{0,1330}$	0,0015
1—10 (25,4 мм)	$\frac{1,004}{1,010}$	$\frac{0,809}{0,815}$	$\frac{0,1540}{0,1555}$	0,0015	$\frac{0,994}{0,992}$	0,804	$\frac{0,1535}{0,1520}$	0,0015
$1\frac{1}{8}-10$ (28,574 мм)	$\frac{1,129}{1,135}$	$\frac{0,910}{0,916}$	$\frac{0,1740}{0,1760}$	0,0020	$\frac{1,119}{1,117}$	0,900	$\frac{0,1735}{0,1720}$	0,0015
$1\frac{1}{4}-6$ (31,749 мм)	$\frac{1,251}{1,257}$	$\frac{0,995}{1,001}$	$\frac{0,3110}{0,3130}$	0,0020	$\frac{1,241}{1,239}$	0,985	$\frac{0,3105}{0,3090}$	0,0015
$1\frac{3}{4}-10$ (31,749 мм)	$\frac{1,257}{1,263}$	$\frac{1,018}{1,024}$	$\frac{0,1930}{0,1950}$	0,0020	$\frac{1,247}{1,245}$	1,008	$\frac{0,1925}{0,1910}$	0,0015
$1\frac{3}{8}-10$ (34,924 мм)	$\frac{1,383}{1,389}$	$\frac{1,128}{1,134}$	$\frac{0,2125}{0,2140}$	0,0015	$\frac{1,373}{1,371}$	1,118	$\frac{0,2120}{0,2105}$	0,0015
$1\frac{1}{2}-6$ (38,099 мм)	$\frac{1,502}{1,508}$	$\frac{1,190}{1,196}$	$\frac{0,3755}{0,3775}$	0,0020	$\frac{1,492}{1,490}$	1,118	$\frac{0,3750}{0,3735}$	0,0015

* Допуск для всех размеров 0,006.

** Допуск для всех размеров 0,002

Условное обозначение соединения (номинальный диаметр вала — число шлицев)	Размеры шлицев ступицы				Размеры шлицев ведущего вала			
	Наружный диаметр D^*	Внутренний диаметр d^*	Толщина b		Наружный диаметр D^{**}	Внутренний диаметр $d_{\text{тах}}$	Толщина b	
			Размер	Допуск			Размер	Допуск
$1\frac{1}{2}$ —10 (38,099 мм)	$\frac{1,509}{1,515}$	$\frac{1,221}{1,227}$	$\frac{0,2320}{0,2340}$	0,0020	$\frac{1,499}{1,497}$	1,211	$\frac{0,2315}{0,2300}$	0,0015
$1\frac{1}{2}$ —16 (38,099 мм)	$\frac{1,509}{1,515}$	$\frac{1,221}{1,227}$	$\frac{0,1460}{0,1470}$	0,0020	$\frac{1,499}{1,497}$	1,211	$\frac{0,1455}{0,1445}$	0,0010
$1\frac{5}{8}$ —10 (41,274 мм)	$\frac{1,623}{1,629}$	$\frac{1,314}{1,320}$	$\frac{0,2525}{0,2540}$	0,0015	$\frac{1,613}{1,611}$	1,304	$\frac{0,2520}{0,2505}$	0,0015
$1\frac{3}{4}$ —6 (44,449 мм)	$\frac{1,751}{1,757}$	$\frac{1,481}{1,487}$	$\frac{0,4355}{0,4370}$	0,0015	$\frac{1,741}{1,739}$	1,471	$\frac{0,4350}{0,4335}$	0,0015
$1\frac{3}{4}$ —10 (44,449 мм)	$\frac{1,757}{1,763}$	$\frac{1,428}{1,434}$	$\frac{0,2715}{0,2730}$	0,0015	$\frac{1,747}{1,745}$	1,418	$\frac{0,2710}{0,2695}$	0,0015

* Допуск для всех размеров 0,006.
** Допуск для всех размеров 0,002.

0,018" (от 0,254 до 0,457 мм). Внутренний диаметр шлицев ведущего вала указывается одним предельным размером (максимальным). Внутренний диаметр шлицев ступицы делают с допуском 0,006" (0,152 мм) для всех размеров шлицев.

П. Хельдт указывает, что в США для шлицев ступицы пользуются размерами по стандарту SAE для шлицевых соединений, скользящих по ведущему валу под нагрузкой.

ПАРАМЕТРЫ ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ

Различные фирмы, изготовляющие сцепления, хотя поставляют ведомые диски с гасителями колебаний, однако не дают указаний по определению параметров гасителей колебаний.

При определении параметров гасителей колебаний большое значение имеет опытный подбор и окончательные значения параметров устанавливают только после обработки экспериментальных данных.

Установка гасителя колебаний требует изменения размеров и конструкции ступицы ведомых дисков. При установке гасителя колебаний с цилиндрическими пружинами в качестве упругого элемента должен быть увеличен диаметр фланца ступицы и в нем должны быть предусмотрены окна для пружин.

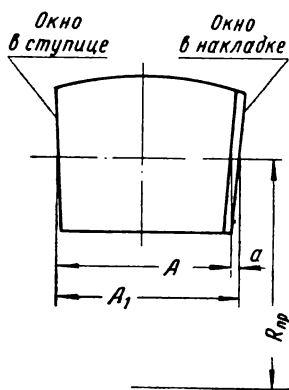
В табл. 42 приведены значения наружных диаметров фланцев ступиц ведомых дисков в зависимости от наружного диаметра фрикционного кольца ведомого диска и числа пружин гасителя колебаний. Накладка имеет такой же наружный диаметр, как и фланец ступицы.

Во фланце ступицы выполняют окна для пружин гасителя колебаний. Длину A окна делают меньше, чем свободная длина пружины. Этим самым при установке пружины создается момент предвари-

Таблица 42

Наружные диаметры фланцев ступиц ведомых дисков сцеплений при установке гасителя колебаний

Наружный диаметр фрикционного кольца ведомого диска в мм	Число пружин гасителя колебаний	Наружный диаметр фланца ступицы в мм
До 250	6	124
	8	133
280—310	8	133
	10	158
310—330	10	172



Фиг. 89. Схема окон гасителя колебаний.

тельной затяжки гасителя колебаний. Величина этого момента составляет примерно 15—20% от максимального крутящего момента, передаваемого гасителем от двигателя.

Длины окон мало зависят от размеров фрикционных колец ведущих дисков и примерно равны 25—27 мм.

При одинаковых условиях (одинаковой жесткости) передачи гасителем колебаний крутящего момента как от двигателя, так и от колес длины окон делают одинаковыми как во фланце ступицы, так и в накладке.

У гасителей колебаний с различными жесткостями при передаче крутящего момента от двигателя и от колес часть окон имеет меньшую длину, т. е. $A_1 - A = a$ (фиг. 89). Величина a составляет 1,4—1,6 мм. Торцы окон выполняются с небольшим наклоном 1—1,5°. Радиус окружности, на которой расположены пружины, выбирают в зависимости от наружного диаметра фланца ступицы; радиус равен 40—60 мм.

Если пружины удерживают от выпадения из окон накладки, то верхние и нижние торцы окон в поперечном сечении имеют специальную форму.

Диаметр упора d делают в пределах 10—12 мм, а размер лунки B — в зависимости от размеров $\lambda_{ди}$ и λ_k , которые выбирают в пределах 2,5—4,0 мм (см. фиг. 63, б).

Конструктивная особенность пружин гасителя колебаний — малая величина соотношения c между средним диаметром пружины D_{cp} и диаметром проволоки D_2 :

$$c = \frac{D_{cp}}{d_2} . \quad (92)$$

Это объясняется тем, что при сравнительно малых размерах пружина должна воспринимать большие нагрузки.

Величина c изменяется в интервале 4,5—5,5. Поэтому при расчете на прочность пружин гасителя колебаний необходимо пользоваться формулой, учитывающей влияние кривизны витка и поперечной силы [по уравнению (2) табл. 32].

Диаметр проволоки $d_2 = 3-4$ мм; наружный диаметр пружины 14—19 мм; полное число витков — около 6.

Максимальные напряжения в пружинах гасителей колебаний находятся в пределах 6500—8000 кг/см²; в некоторых конструкциях они могут быть значительно выше (9500—10 000 кг/см²).

Пружин гасителя колебаний опираются своими торцами в торцы окон ступицы, ведомого диска и накладки. Зная наибольшее усилие, создаваемое пружиной, и площади опорных поверхностей, можно определить величины удельных давлений.

Упорные пальцы, осуществляющие связь ведомого диска с накладкой, должны быть проверены на срез.

БАЛАНСИРОВКА СЦЕПЛЕНИЯ

Сравнительно большие вращающиеся массы дисковых сцеплений заставляют производить балансировку как собственно сцепления, так и в сборе с коленчатым валом (статическую и динамическую), а также балансировку отдельных его деталей. Уравновешивание достигается снятием металла, причем желательно на наибольшем радиусе, так как в этом случае уменьшается снимаемое количество металла. При центровке периферийных нажимных пружин по выступам (бобышкам) нажимного диска последние используют для балансировки.

По данным фирмы Лонг, средние нажимные диски, предназначенные для работы с фрикционными кольцами диаметром до 350 мм, балансируют с точностью до 20 гсм и диаметра свыше 350 мм — до 40 гсм. Кожух сцепления в сборе, по данным этой же фирмы, балансируется для диаметров фрикционных колец до 350 мм с точностью 40 гсм и для диаметров свыше 350 мм — с точностью 80 гсм.

Ниже приведены данные по балансировке некоторых деталей двигателей и сцеплений отечественных грузовых автомобилей.

Коленчатый вал с маховиком и сцеплением в сборе автомобиля ГАЗ-51 балансируют динамически; допустимый дисбаланс 70 гсм. При балансировке сверлят отверстия диаметром 10 мм на радиусе 163 мм; расстояние между центрами отверстий должно быть не менее 14 мм. Балансировку необходимо производить только при наличии дисбаланса не более 180 гсм; при большой величине дисбаланса

узел нужно раскомплектовать и произвести повторную балансировку деталей. После балансировки на маховике и кожухе сцепления ставят метки 0, расположенные на обеих деталях друг против друга.

Средний нажимной диск сцепления автомобиля ЗИЛ-150 балансируют статически; допустимый дисбаланс не более 150 гсм. Маховик этого автомобиля также балансируют статически; допустимый дисбаланс не более 210 гсм. При балансировке сверлят отверстия диаметром 15 мм и глубиной не более 15 мм на радиусе 180 мм.

Маховик в сборе автомобиля ЯАЗ-200 балансируют статически; дисбаланс не более 60 гсм. При балансировке сверлят отверстия диаметром 10 мм и глубиной не более 60 мм на радиусе 211 мм. Нажимной диск с кожухом в сборе автомобилей МАЗ балансируют статически; дисбаланс не более 50 гсм. При балансировке в кожухе сверлят отверстия диаметром 16 мм и глубиной не более 10 мм; расстояние между отверстиями не менее 18 мм.

Нажимной диск автомобиля МАЗ-200 балансируют статически; допустимый дисбаланс не более 30 гсм. При балансировке сверлят отверстия диаметром 19 мм и глубиной не более 10 мм на радиусе 140 мм.

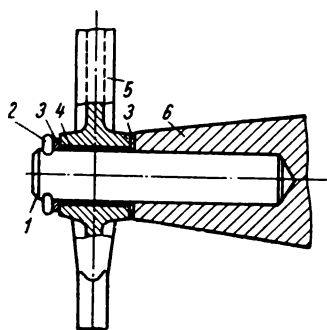
ПРИВОД СЦЕПЛЕНИЯ

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ПРИВодОВ СЦЕПЛЕНИЙ

Рассмотрим два неавтоматических типа приводов сцеплений, получивших в настоящее время распространение на грузовых автомобилях: механический и гидравлический.

Механический привод состоит из системы рычагов, штанг и тяг, связанных с отводкой.

В ранних конструкциях автомобилей привод сцепления обычно устанавливался на самом сцеплении или на картере коробки передач



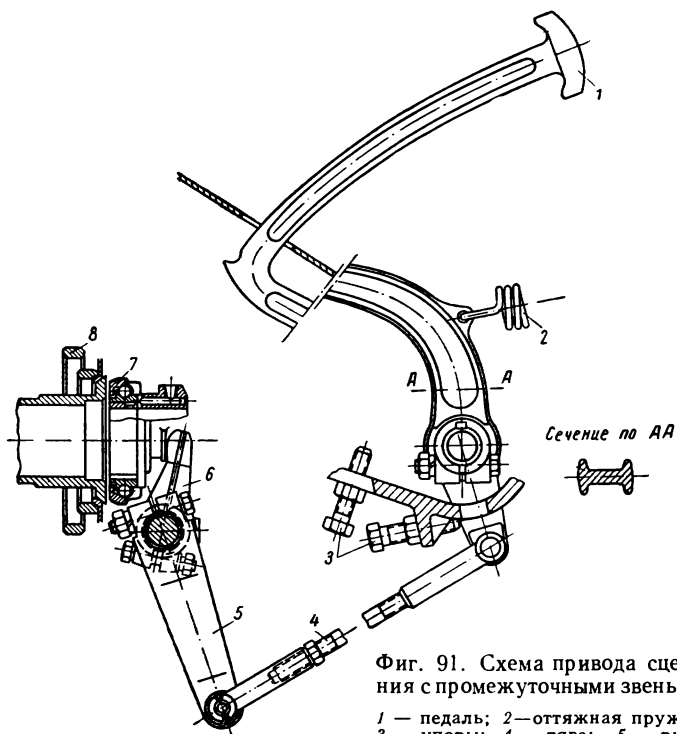
Фиг. 90. Консольная установка педали:

1 — ось; 2 — шплинт; 3 — шайба;
4 — втулка; 5 — педаль; 6 — картер коробки передач.

и представлял собой однорычажную систему. Педаль в большинстве случаев устанавливалась консольно (фиг. 90). Применение резиновых опор для двигателя и агрегатов силовой передачи, крепление одних деталей привода к агрегатам силовой передачи, а других — к раме или полу кузова или кабины привели к усложнению системы привода. Повышение момента, передаваемого сцеплением, потребовало увеличения передаточного числа привода, а следовательно, и введения в его систему промежуточных звеньев. Привод с промежуточными звеньями приведен на фиг. 91. Педаль закреплена на валу на шпонке; вал свободно установлен в опоре и на нем закреплен рычаг, который соединяется тягой 4 с рычагом 5. Регулировка положения рычагов и педали производится с помощью резьбы на тяге. Перемещение педали ограничивается упорами 3.

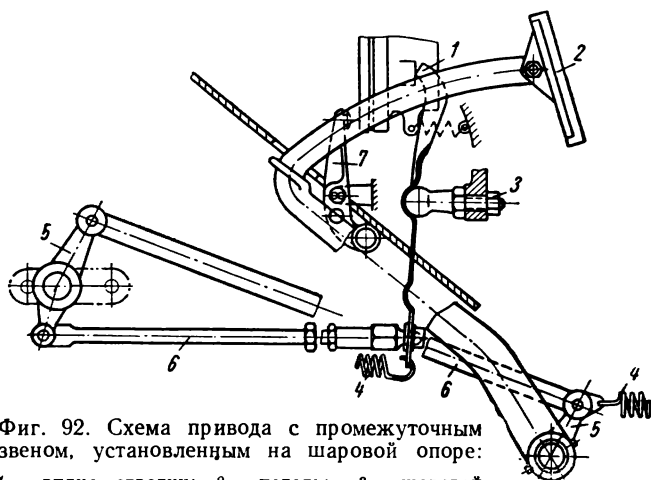
При креплении двигателя и агрегатов силовой передачи на резиновых опорах одно из промежуточных звеньев должно быть установлено на шаровой опоре. Схема такого привода приведена на фиг. 92.

Отводка представляет собой скользящую втулку, на которой установлен подшипник качения; одно кольцо подшипника при выключении сцепления вращается, а другое — неподвижно.



Фиг. 91. Схема привода сцепления с промежуточными звеньями:

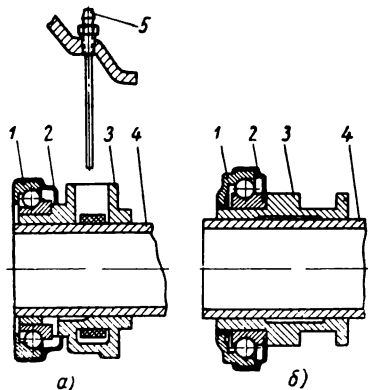
1 — педаль; 2 — оттяжная пружина;
3 — упоры; 4 — тяга; 5 — рычаг;
6 — вилка отводки; 7 — подшипник отводки; 8 — нажимная пружина.



Фиг. 92. Схема привода с промежуточным звеном, установленным на шаровой опоре:

1 — вилка отводки; 2 — педаль; 3 — шаровой палец; 4 — оттяжные пружины; 5 — рычаги; 6 — штанги; 7 — отжимной рычаг полуцентробежного сцепления.

Для отводок используют радиально-упорные (фиг. 93) и упорные шарикоподшипники (фиг. 94) закрытого типа, имеющие наружную штампованную обойму для сохранения запаса смазки. В настоящее время для отводок сцепления применяют радиально-упорные подшипники, не требующие смазки во время эксплуатации. В этих подшипниках смазку закладывают при их сборке, причем она удерживается от вытекания специальными фетровыми прокладками 1 (фиг. 95), а шарики 3 вращаются в цилиндрических втулках 2, изготовленных из пористой графитизированной бронзы.



Фиг. 93. Отводка с радиально-упорным шарикоподшипником:

а — смазка подшипника с помощью войлочного кольца; б — подшипник с запасом смазки; 1 — наружное кольцо; 2 — обойма подшипника; 3 — втулка отводки; 4 — втулка крышки подшипника ведущего вала коробки передач; 5 — масленка.

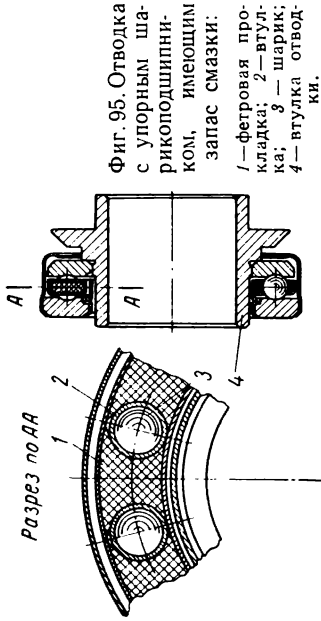
Иногда вместо подшипников качения отводки (обычно на автомобилях малой грузоподъемности) используют упорные угольно-графитовые кольца (фиг. 96). Кольца из этого материала подвержены сравнительно быстрому износу, особенно при температурах 400—450°, если кольцо пропитывается не температуростойким или повышенной вязкости маслом.

Применение таких масел в качестве пропитки повышает коэффициент трения кольца, что вызывает нагрев последнего. В настоящее время некоторые упорные кольца для отводок сцеплений изготавливают из синтетических материалов (феноловых смол, порошкообразного графита, содержащего 99—99,5% С и присадку MoS_2) с пропиткой маслом, в состав которого входит сера. Кольца из этого материала обладают значительно меньшим коэффициентом трения и лучше противостоят износу из-за более высокой твердости и более низкой рабочей температуры. При испытаниях указанных выше двух типов колец при одном и том же нажимном усилии кольца из феноловых смол (табл. 43) имели значительно меньший износ и более низкую рабочую температуру.

Время приработки кольца из синтетического материала 15—30 мин., причем за это время температура бывает выше указанной в табл. 43. После приработки наблюдается стабильность данных. Повышение нажимного усилия дает незначительное снижение коэффициента трения.

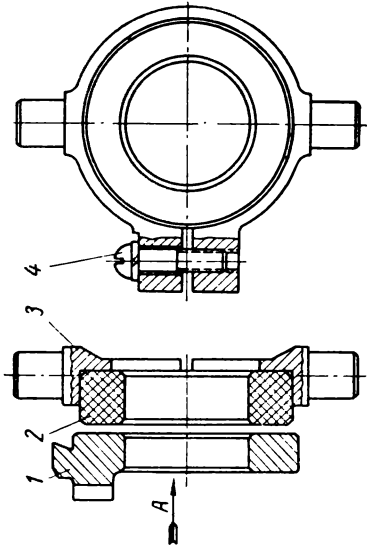
Более низкое значение коэффициента трения этих колец объясняется применением порошкообразного графита (0,11—0,19 частей) с присадкой MoS_2 (0,05—0,095 частей).

Размеры наружного диаметра колец колеблются от 50 до 90 мм, внутреннего — от 30 до 50 мм, а ширина — от 10 до 16 мм.

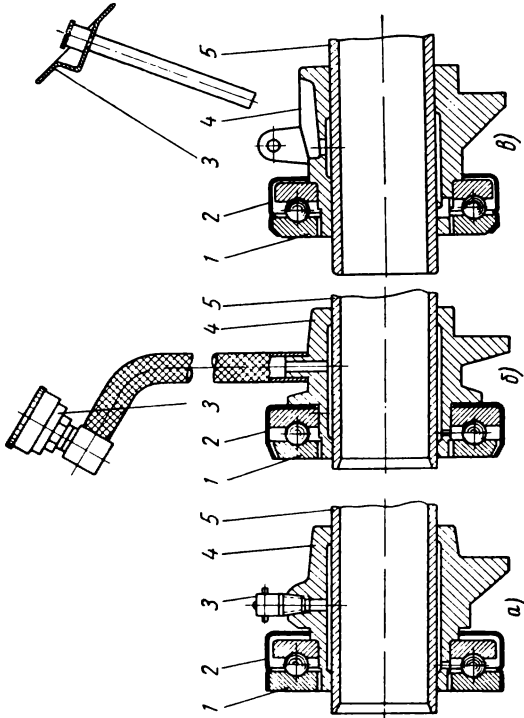


Фиг. 95. Отводка с упорным шарикоподшипником, имеющим запас смазки:

Вид по стрелке Н
(Деталь № 1 не показана)



Фиг. 96. Отводка с упорным угольно-графитовым кольцом:



Фиг. 94. Отводка с упорным шарикоподшипником:

а — отводка с масляной на втулке; б — отводка с масляной на картере и гибким маслоподводящим шлангом; в — отводка с масляной на картере и жесткой маслоподводящей трубкой; 1 — упорный шарикоподшипник; 2 — обойма шарикоподшипника; 3 — маслянка; 4 — втулка отводки; 5 — втулка крышки подшипника ведущего вала коробки передач.

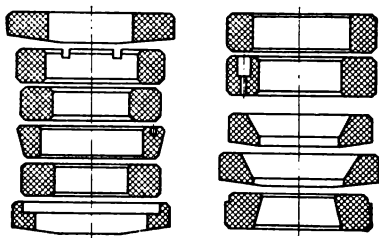
Данные испытаний упорных колец отводок

Показатель	Кольцо	
	угольно-графитовое	из синтетических материалов
Повышение температуры кольца в °С	300—460	120—160
Твердость по Франку	70—80	96—99,9
Износ кольца в мм/час	0,080—0,099	0,020—0,025
Момент трения, передаваемый кольцом в кгм*	0,010—0,013	0,030—0,050
Объем пор в %	18—25	11—14

* При испытании колец в одинаковых условиях.

Профиль сечения кольца может быть различным (фиг. 97).

Сцепления, показанные на фиг. 6, при диаметрах фрикционных колес 160—225 мм поставляются также и для отводок с графитовыми кольцами.



Фиг. 97. Профили сечений упорных колец из синтетических материалов.

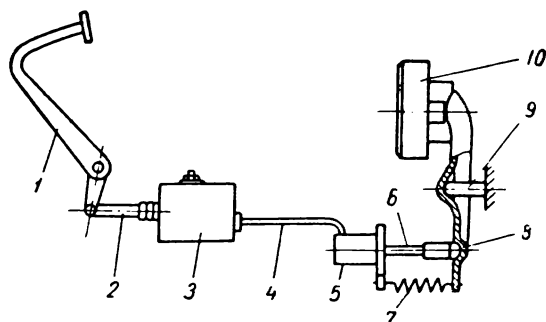
Подшипник отводки работает в сравнительно тяжелых условиях. Изучение фирмой Лайп [33] сроков службы подшипников качения для отводок показало, что если подшипник при испытании на стенде выдерживает 1 млн. выключений, то это соответствует пробегу автомобиля примерно 160 000 км.

Гидравлический привод сцепления, получающий в последнее время распространение, аналогичен по принципу действия и конструктив-

ному выполнению гидравлическому приводу тормозов.

При нажатии на педаль 1 сцепления (фиг. 98) она воздействует на шток 2 главного цилиндра 3, который, перемещая поршень, сжимает жидкость. Жидкость под давлением направляется в рабочий цилиндр 5, поршень которого связан со штоком 6 вилки отводки 8. Приведенная схема гидравлического привода обладает следующими преимуществами: более высоким коэффициентом полезного действия (по сравнению с механическим приводом): простотой

общей схемы привода и дистанционного управления; простотой обслуживания вследствие меньшего количества точек смазки и регулировки; более плавным включением сцепления. Но в этой схеме

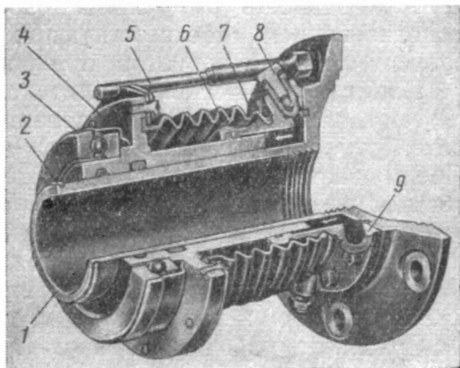


Фиг. 98. Схема гидравлического привода сцепления:

1 — педаль; 2 — шток; 3 — главный цилиндр; 4 — трубопровод; 5 — рабочий цилиндр; 6 — шток; 7 — оттяжная пружина; 8 — вилка отводки; 9 — упор вилки; 10 — отводка.

привода имеется рычажная система от рабочего цилиндра до отводки в том конструктивном выполнении, которое показано на фиг. 100.

Дальнейшее упрощение конструкции гидравлического привода возможно путем установки рабочего цилиндра непосредственно на хвостовике фланца ведущего вала коробки передач, вследствие чего отпадает необходимость в механическом звене между рабочим цилиндром и отводкой. Такая конструкция привода показана на фиг. 99. Поршень рабочего цилиндра имеет кольцевую форму. На наружном конце поршня установлен шарикоподшипник отводки, который при ходе поршня упирается в рычаги выключения сцепления. Обратное движение поршня происходит под действием пружины (не показана на чертеже).



Фиг. 99. Гидравлический привод фирмы Роквелл, тип Песко:

1 — втулка крышки подшипника ведущего вала коробки передач; 2 — стопорное кольцо; 3 — шарикоподшипник отводки; 4 — поршень; 5 — направляющая поршня; 6 — манжета; 7 — рабочий цилиндр; 8 — клапан выпуска воздуха из системы; 9 — отверстие для присоединения трубопровода.

Обладая значительно более высоким к. п. д. по сравнению с механическим приводом сцепления, эта конструкция привода может дать довольно большое снижение усилия на педали сцепления.

Фирмой Бош выпущен пневматический привод сцепления, обладающий следящим действием, пригодный для дистанционного управ-

вления. Привод работает при усилии на педаль 12—15 кг. Педаль сцепления связана с краном управления аналогично тормозному крану. Следящее действие обеспечивается трехкамерным мембранным клапанным устройством. Рабочий цилиндр телескопического типа; шток цилиндра связан с рычагом отводки.

Недостатком привода является то, что при включении его в общую пневматическую магистраль в случае какой-либо неисправности в магистрали прекращается работа привода. Поэтому желательна установка отдельного воздушного баллона с обратным клапаном, при котором создается самостоятельная пневматическая система, питающая привод.

В описанной схеме пневматического привода на случай отказа пневматической системы предусмотрен аварийный гидравлический привод, состоящий из насоса, действующего от педали. Для выключения сцепления требуется около 10 нажатий на педаль, а для включения — около четырех. Расход воздуха за один рабочий цикл (включение и выключение сцепления) при полном ходе поршня около 0,25 л.

Облегчение управления сцеплением может быть получено при применении усилителей механического (пружинного), гидравлического или пневматического типа.

Основное требование, предъявляемое к усилителю, это обеспечение необходимого темпа включения сцепления. Работа усилителя должна зависеть от режима работы двигателя, что достигается использованием соответствующих регуляторов (работа которых зависит от числа оборотов коленчатого вала двигателя).

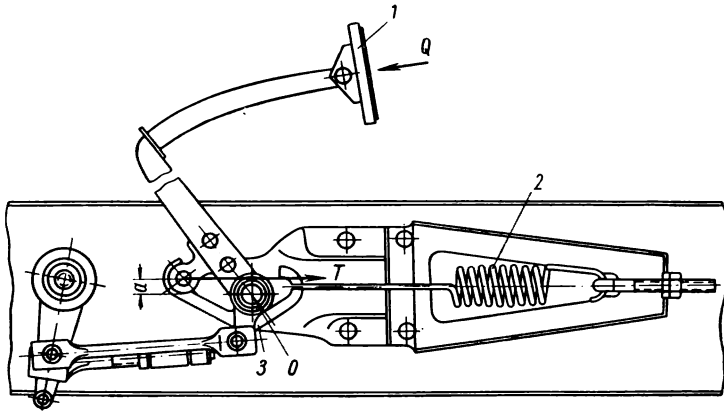
При гидравлическом усилителе, включенном в гидравлическую систему, невозможно использование его при неработающем двигателе, от которого осуществлен привод гидравлического насоса. Преимуществом гидравлического усилителя является то, что он обеспечивает более чувствительную регулировку дополнительного усилия.

Преимуществом пневматического усилителя служит то, что при неработающем двигателе вследствие наличия резерва сжатого воздуха сцепление может быть выключено с помощью усилителя.

Основным рабочим органом пружинного усилителя является пружина 2 (фиг. 100), связанная с педалью 1 сцепления с помощью серьги 3. Пружина может работать на растяжение или сжатие. При включенном сцеплении пружина из-за малой величины плеча a не оказывает какого-либо серьезного воздействия на педаль сцепления.

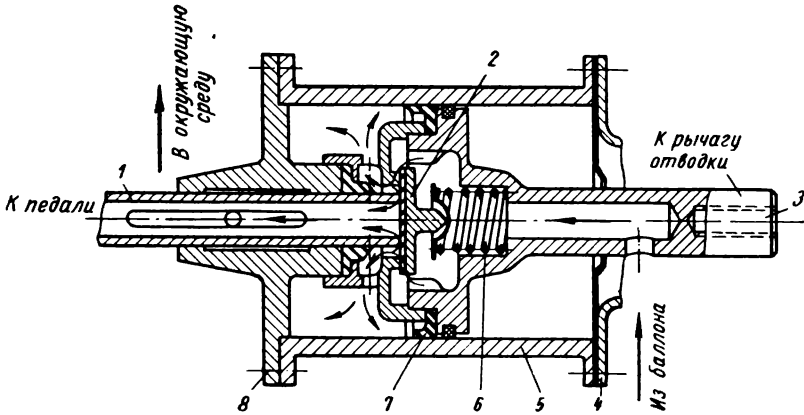
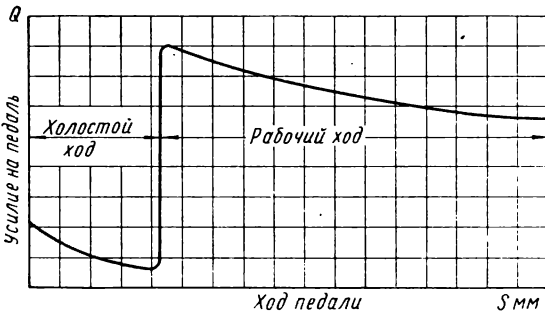
При нажатии на педаль сцепления центр O переходит через мертвую точку, и усилие T пружины, направленное в том же направлении, что и усилие Q водителя, помогает в выключении сцепления. Действие пружины иллюстрируется графиком, приведенным на фиг. 101. Пружинные усилители обеспечивают снижение максимального усилия водителя примерно на 25—30%.

На фиг. 102 показана конструкция пневматического усилителя. Выпускной клапан 1 связан с педалью сцепления. При отпущенной



Фиг. 100. Пружинный усилитель привода сцепления.

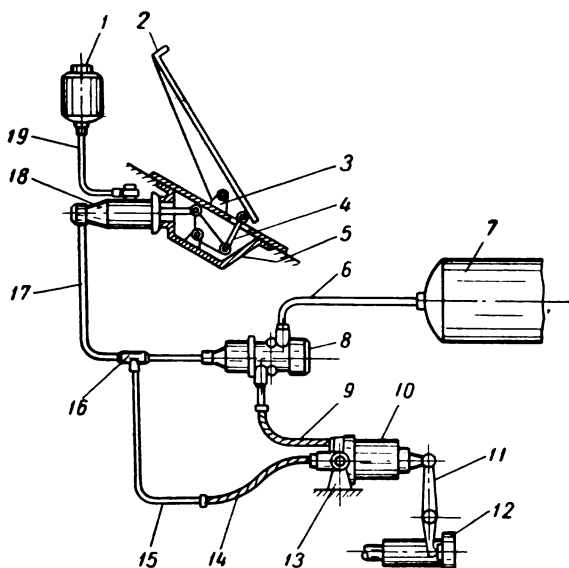
Фиг. 101. Влияние пружины усилителя на снижение усилия на педаль при выключении сцепления.



Фиг. 102. Пневматический усилитель:

1 — выпускной клапан; 2 — впускной клапан; 3 — шток поршня; 4 — задняя крышка цилиндра; 5 — цилиндр; 6 — пружина впускного клапана; 7 — манжет поршня; 8 — передняя крышка цилиндра.

педали сцепления между торцом выпускного клапана и седлом впускного клапана 2 имеется зазор, через который полость А цилиндра сообщается с окружающей средой. При нажатии на педаль сцепления выпускной клапан упирается в резиновый манжет впускного клапана 2 и разобщает полость А от окружающей среды. Дальнейшее передвижение штока открывает впускной клапан и, сообщая полость А с баллоном, что вызывает движение поршня вправо, обеспечивает дополнительное усилие в приводе сцепления.



Фиг. 103. Схема усилителя привода сцепления фирмы Вестингауз:

1 — резервуар для жидкости; 2 — педаль сцепления; 3 — опора педали; 4 — рычаги; 5 — корпус рычагов; 6, 15 и 19 — трубопроводы; 7 — баллон; 8 — распределительный клапан; 9 и 14 — шланги; 10 — рабочий цилиндр; 11 — вилка отводки; 12 — подшипник отводки; 13 — шарнирная опора; 16 — тройник; 17 — магистраль; 18 — главный цилиндр.

На фиг. 103 показана схема гидравлического привода сцепления с пневматическим усилителем фирмы Вестингауз.

Педаль 2 сцепления соединяется рычагами 4 со штоком главного цилиндра 10, в который поступает жидкость из резервуара 1. При нажатии на педаль 2 сцепления жидкость по магистрали 17 подается под давлением к распределительному клапану 8, который управляет подачей сжатого воздуха из ресивера 7 в рабочий цилиндр 10. Шток рабочего цилиндра 10 соединен с вилкой 11 отводки. Следящее действие механизма обеспечивается распределительным клапаном.

При неисправности пневматической системы усилитель нельзя использовать, но управление сцеплением сохраняется. В этом случае

рабочая жидкость по трубопроводу 15 и шлангу 14 направляется в рабочий цилиндр 10.

Чтобы устранить влияние мягкой подвески агрегатов и перекосов рамы и кузова на работу привода сцепления, рабочий цилиндр устанавливают на шарнирной опоре 13. Пневматические усилители работают более эффективно, чем пружинные.

Пневматические усилители фирмы Вестингауз выпускаются с максимальным усилием на штоке рабочего цилиндра 10 примерно 250 кг. Максимальное усилие на штоке рабочего цилиндра ограничивается соответствующей регулировкой распределительного клапана.

Сравнительно малые габаритные размеры распределительного клапана, рассчитанного на максимальное усилие 250 кг, позволяют устанавливать его на автомобили различных типов. Недостатком пневматического привода сцепления является невозможность управлять сцеплением при отказе от работы пневматической установки. Схема пневматического привода сцепления показана на фиг. 104.

При нажатии на педаль 24 сцепления ролик 2 воздействует на упор 12, установленный на стакане крана управления 11; при этом сжатый воздух поступает из баллона 9 в кран управления. Из крана управления сжатый воздух поступает в рабочий цилиндр 5, шток которого соединен с вилкой 7 отводки. Следящее действие обеспечивается краном управления. Конструкция крана управления показана на фиг. 105.

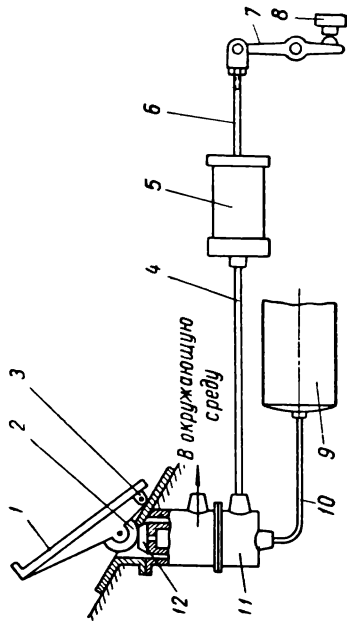
При отсутствии нажатия на педаль сцепления доступу сжатого воздуха из баллона препятствует двойной клапан 13, закрывающий отверстие в седле 14. В этом положении верхний шарик двойного клапана не прижат к своему гнезду, и рабочий цилиндр сообщается с окружающей средой через канал в седле 11. Уравновешивающая пружина 8 в этом случае почти не деформирована и не нагружает диафрагмы.

Нажатие на педаль сцепления вызывает опускание стакана 6 и прогиб диафрагмы под действием усилия пружины. При этом канал в седле 11 закрывается шариком, который разобщает рабочий цилиндр от окружающей среды.

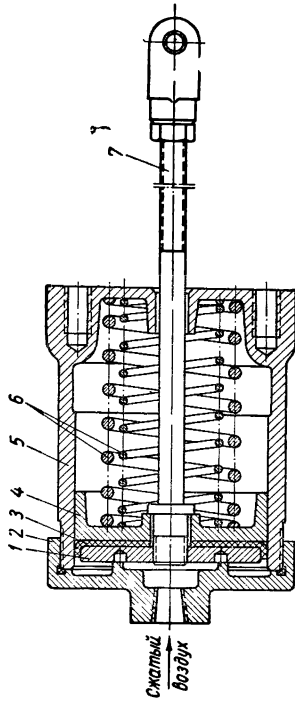
При дальнейшем нажатии на педаль сцепления нижний шарик двойного клапана отходит от отверстия в седле 14 и сжатый воздух поступает из баллона в рабочий цилиндр. Нижняя полость клапана управления соединяется через калиброванное отверстие в пробке 19 с каналом, питающим рабочий цилиндр. Поступление сжатого воздуха через калиброванное отверстие будет происходить до тех пор, пока давление воздуха на диафрагму не станет равным давлению уравновешивающей пружины 8, а двойной клапан не закроет отверстие в седле 14. Таким образом, давление в рабочем цилиндре будет пропорционально усилию, приложенному к педали сцепления.

Силовая характеристика крана управления зависит от предварительной затяжки уравновешивающей пружины 8 [14].

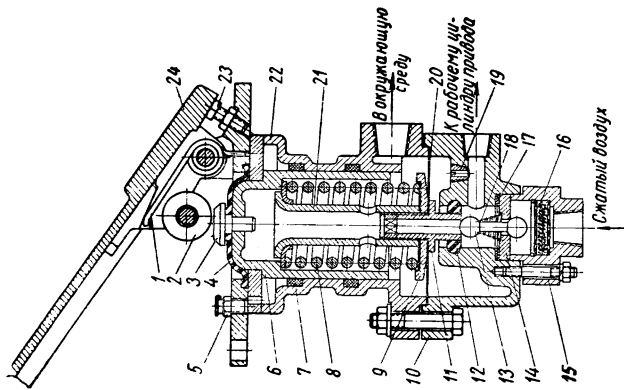
Конструкция рабочего цилиндра показана на фиг. 106. При подаче сжатого воздуха в цилиндр 5 поршень 4 перемещает шток 7, соединенный с вилкой отводки. При выпуске воздуха возвратные пружины 6 отводят поршень в исходное положение.



Фиг. 104. Схема пневматического привода сцепления:
 1 — педаль сцепления; 2 — ролик; 3 — опора педали; 4 и 10 — трубопроводы; 5 — рабочий цилиндр; 6 — шток; 7 — вилка отводки; 8 — отводка сцепления; 9 — баллон; 11 — кран управления; 12 — упор стакана крана управления.



Фиг. 106. Рабочий цилиндр пневматического привода сцепления:
 1 — круглая гайка поршня; 2 — крышка цилиндра; 3 — манжета; 4 — поршень; 5 — цилиндр; 6 — возвратные пружины; 7 — шток.



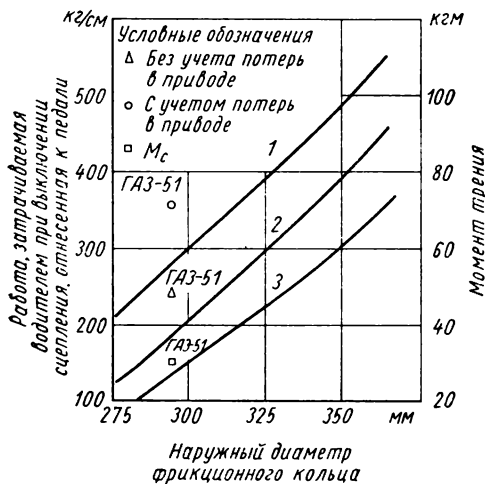
Фиг. 105. Кран управления пневматического привода сцепления.

1 — пружина; 2 — ролик; 3 — упор; 4 — пылепредохранитель; 5 — масленка; 6 — стакан; 7 — уплотнительное кольцо; 8 — Уравновешивающая пружина; 9 — тарелка; 10 — корпус клапана; 11 — седло выпускного клапана; 12 — уплотнитель; 13 — двойной клапан; 14 — седло выпускного клапана; 15 — корпус фильтра; 16 — фильтр; 17 — регулировочные шайбы; 18 — пружина клапана; 19 — пробка; 20 — диафрагма; 21 — втулка; 22 — корпус; 23 — упор педали; 24 — педаль сцепления.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НЕАВТОМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА СЦЕПЛЕНИЯ

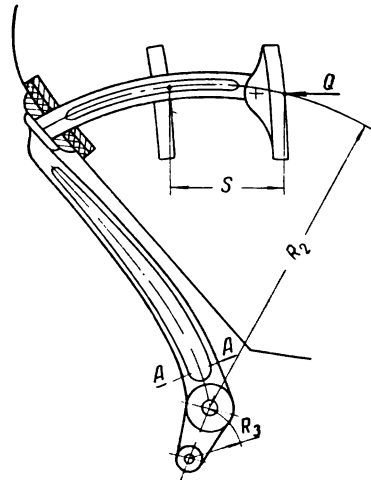
Для оценки механического и гидравлического неавтоматического привода сцепления приняты следующие параметры: усилие Q , прикладываемое к педали, необходимое для максимального перемещения нажимного диска; ход S педали, соответствующий максимальному перемещению нажимного диска, и передаточное число i_n привода.

При наличии усилителя для выключения сцепления указываются два значения для усилия Q , соответствующие работе без усилителя и с усилителем.



Фиг. 107. Кривые, характеризующие затрату работы при выключении сцепления (по данным фирмы Лайп):

1 — с учетом потерь в приводе (50%); 2 — без учета потерь в приводе; 3 — момент трения M_c при $\beta=1,5$.



Фиг. 108. Схема для определения хода педали сцепления:

R_2 — плечо педали; R_3 — плечо рычага.

При линейной характеристике нажимных пружин усилие Q , необходимое для максимального перемещения нажимного диска — также будет максимальным, а при нелинейной характеристике усилие Q может быть несколько меньше максимального значения (в зависимости от того, какой участок характеристики является рабочим).

Утомляемость водителя вызывается в основном не кратковременным приложением даже сравнительно большого усилия, а длительностью его приложения, т. е. затраченной работой [22].

Работа, затрачиваемая на управление сцеплением, может быть определена из выражения

$$E = Q \cdot S. \quad (93)$$

Работа, затрачиваемая на выключение сцепления, растет с увеличением передаваемого сцеплением момента трения, а также с увеличением потерь в приводе.

Хельдт указывает, что во многих случаях потери в механическом приводе достигают 60%.

На фиг. 107 приведены кривые, характеризующие работу, затрачиваемую водителем на выключение сцепления, отнесенную к педали выключения для сцеплений фирмы Лайп. Кривые построены для двух случаев: с учетом и без учета потерь на трение.

Хельдт указывает, что для сцеплений, передающих момент трения около 70—80 *кгм*, работа, затрачиваемая на выключение сцепления, с учетом коэффициента полезного действия привода η будет около 500 *кгсм*, что потребует усилия на педали порядка 28 *кг* и хода педали около 180 *мм*.

При определении работы, затрачиваемой только на выключение и включение сцепления, для усилия Q может быть принято среднее значение, т. е. среднее усилие нажимных пружин для включенного и выключенного состояния сцепления.

При определении усилия Q считаем, что оно приложено перпендикулярно к площадке педали сцепления.

Ход педали S сцепления определяем как перемещение по хорде центра площадки педали сцепления (фиг. 108).

Передаточное число i_n привода в процессе выключения и включения сцепления несколько меняется вследствие кинематики привода (изменение положения тяг, штанг и рычагов). Поэтому условно передаточное число привода i_n определяют как произведение передаточных чисел отдельных звеньев, причем звенья механизма привода принимают абсолютно жесткими [2].

Передаточное число гидравлического привода может быть определено исходя из размеров главного и рабочего цилиндров и передаточных чисел механической части привода [2].

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРИВОДА

Рассмотрим схему механического привода, приведенную на фиг. 109. Между усилием Q и нажимным усилием P существует зависимость, определяемая передаточным числом привода i_n и его к. п. д. η , т. е.

$$P = Qi_n\eta$$

или

$$Q = \frac{P}{i_n\eta}. \quad (94)$$

Передаточное число привода i_n представляет собой произведение передаточных чисел отдельных его звеньев:

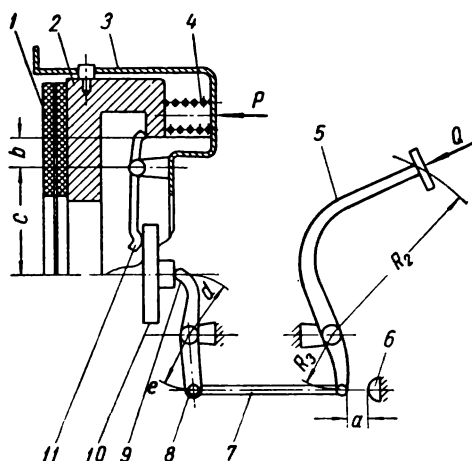
$$i'_n = \frac{c}{b}; \quad i''_n = \frac{e}{d}; \quad i'''_n = \frac{R_2}{R_3};$$

отсюда

$$i_n = i'_n \cdot i''_n \cdot i'''_n.$$

При наличии ограничителя хода педали-упора 6 все детали, считая со стороны педали до ограничителя ее хода, после того как будет выбран зазор a , а водитель будет продолжать давить на педаль с возрастающим усилием, будут нагружаться усилием Q . Детали, расположенные за ограничителем, будут при этом нагружаться усилием P (с учетом соответствующих передаточных чисел и потерь на трение).

В этом случае усилие Q , исходя из физических возможностей водителя, может быть значительно больше усилия, необходимого для полного перемещения нажимного диска (выключения сцепления). Так как для расчета на прочность и жесткость необходимо знать максимальные значения усилий, то для усилия Q должно быть принято наибольшее значение усилия, которое может развить водитель. При расчетах принимают $Q_{\max} = 40$ кг, а к. п. д. привода $\eta = 1$.



Фиг. 109. Схема для определения передаточного числа привода:

1 — ведомый диск; 2 — нажимной диск; 3 — кожух сцепления; 4 — нажимная пружина; 5 — педаль сцепления; 6 — упор; 7 — тяга; 8 — рычаг вилки отводки; 9 — вилка отводки; 10 — подшипник; 11 — отжимной рычаг.

Для того чтобы наименьшее число деталей нагружались усилием Q_{\max} , ограничитель хода педали следует располагать возможно ближе к месту приложения этого усилия. Обычно ограничитель хода устанавливают, как показано на фиг. 109, или около оси поворота педали сцепления.

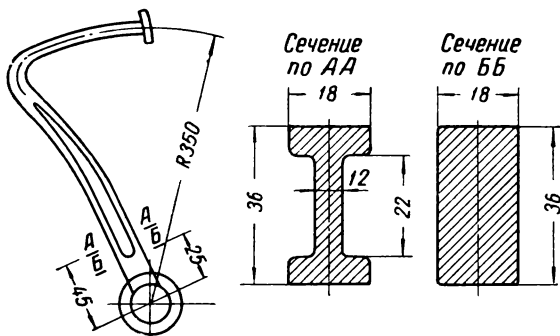
Для гидравлического привода сохраняется та же принципиальная схема для расчета его механической части; гидравлическую часть привода рассчитывают исходя из максимального давления жидкости. Теми же соображениями следует руководствоваться и при расчете пневматического привода.

При установке усилителя расчет на прочность следует производить на максимальное усилие, которое может быть получено от усилителя.

Ниже приводятся некоторые сведения по расчету основных деталей механического привода.

ПЕДАЛЬ СЦЕПЛЕНИЯ

При расчете педали сцепления на прочность считают, что усилие выключения приложено в центре ее подушки. При несимметричном расположении подушки или при изогнутом стержне последний будет подвержен изгибу и кручению. Поэтому сечение стержня педали должно быть выбрано с учетом сопротивления изгибу и кручению.



Фиг. 110. Педаль сцепления автомобиля ГАЗ-51.

Эквивалентные напряжения в опасном сечении на изгиб и кручение определяют из выражения

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2}. \quad (95)$$

Педаль сцепления для уменьшения полного хода выключения должна обладать сравнительно большой жесткостью. В опасном сечении обычно напряжение $\sigma = 500 \div 600 \text{ кг/см}^2$.

На фиг. 110 показана педаль сцепления автомобиля ГАЗ-51. Моменты сопротивления сечений АА и ББ соответственно равны

$$W_A = 3,28 \text{ см}^3; \quad W_B = 3,89 \text{ см}^3.$$

При усилии на педаль, равном 40 кг, напряжения на изгиб
 $\sigma_A = 370 \text{ кг/см}^2$; $\sigma_B = 335 \text{ кг/см}^2$.

На фиг. 111 показана педаль сцепления автомобиля МАЗ-200. При усилии на педаль 40 кг и моменте сопротивления сечения $W_A = 2,73 \text{ см}^3$ напряжение на изгиб в сечении АА будет 445 кг/см^2 .

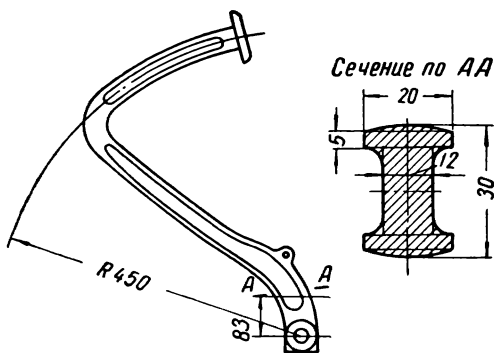
ОСЬ И ВАЛИК ПЕДАЛИ СЦЕПЛЕНИЯ

Если педаль сцепления свободно установлена на оси, последняя подвергается только изгибу. Плечо приложения силы на изгиб зависит от конструкции этого узла.

Удельное давление на ось обычно не определяют, так как диаметр оси выбирают для обеспечения жесткости сравнительно большим, а ширину бобышки педали устанавливают такой, чтобы перекос педали был минимальным.

Для соединения педали и рычага с валиком обычно применяют шпонки, а для предотвращения перемещения в осевом направлении — стяжные болты или упорные шайбы со штифтами или шплинтами.

Валик работает на кручение. Напряжение на кручение колеблется в широких пределах. Так, например, валик педали сцепления автомобиля ГАЗ-51 при усилии на педали 40 кг имеет напряжение на кручение около 750 кг/см^2 , а валик педали сцепления автомобиля ЯАЗ-210— 1300 кг/см^2 . Размеры опор валика выбираются по конструктивным соображениям для обеспечения жесткости установки.



Фиг. 111. Педаль сцепления автомобиля МАЗ-200.

ТЯГИ И ШТАНГИ

Длина штанг, работающих на сжатие, равна примерно $25d$, где d — наружный диаметр штанги. Тяги, работающие на растяжение, могут быть сделаны значительно длиннее. Тяги рассчитывают на разрыв по наименьшему их сечению. Обычно расчетным сечением является внутренний диаметр резьбы.

Штанги проверяют на устойчивость при продольном изгибе по уравнению

$$P_k = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{l_2}, \quad (96)$$

где P_k — критическая сила, вызывающая продольный изгиб;

J_{\min} — минимальный момент инерции сечения штанги;

l — длина штанги между опорами;

E — модуль упругости.

Запас устойчивости при продольном изгибе

$$n = \frac{P_{\kappa}}{P_m},$$

где P_m — максимальное усилие, действующее на штангу.

Если на концы тяг навинчивают вилки, то ушки вилок должны быть проверены на разрыв.

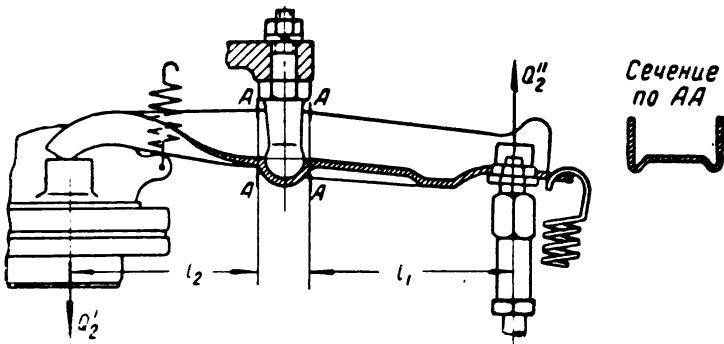
РЫЧАГИ ПРИВОДА

Рычаги привода могут иметь самую различную конфигурацию в зависимости от места установки педали и других деталей привода. Изогнутые в разных плоскостях рычаги подвержены изгибу и кручению. Напряжения в них можно подсчитать по уравнению (95).

Эквивалентные напряжения на изгиб и кручение в выполненных конструкциях рычагов колеблются в довольно широких пределах. Так, например, для рычага привода сцепления автомобиля ГАЗ-51 напряжение $\sigma = 1940 \text{ кг/см}^2$, автомобиля ЗИЛ-150 — $\sigma = 460 \text{ кг/см}^2$ и автомобиля ЯАЗ-210 — $\sigma = 820 \text{ кг/см}^2$.

ВИЛКА ВЫКЛЮЧЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ

Вилку выключения сцепления рассчитывают на наибольшее усилие нажимных пружин при выключении сцепления (фиг. 112 и 113).



Фиг. 112. Схема для расчета вилки отводки.

Сила Q'_2 , действующая на один конец вилки, опирающийся на муфту выключения без учета к. п. д. рычажной передачи,

$$Q'_2 = \frac{P_2 z}{2i'_n} = \frac{P_2 z b}{2c}, \quad (97)$$

где P_2 — усилие нажимной пружины при выключенном сцеплении;
 z — число нажимных пружин;
 b и c — плечи отжимного рычага.

Усилие Q'_2 , действующее на тягу и необходимое для расчета другого плеча вилки, может быть определено из соотношения плеч вилки.

Для полуцентробежных сцеплений расчет вилки на прочность необходимо вести по усилию, равному сумме усилий: создаваемого пружинами при выключении сцепления и создаваемого грузами при максимальных числах оборотов коленчатого вала двигателя.

Сила Q'_2 без учета к. п. д. рычажной передачи

$$Q'_2 = \frac{P_2 z + z_1 m \left(\frac{2\pi n_{\max}}{60} \right)^2 R_1 \frac{a}{b}}{2i'_n}, \quad (98)$$

где P_2 — усилие нажимных пружин при выключенном сцеплении;

z — число нажимных пружин;

z_1 — число грузов;

m — масса груза;

n_{\max} — максимальное число оборотов коленчатого вала двигателя;

R_1 — плечо приложения массы грузов (см. фиг. 65);

a — расстояние от центра тяжести груза до точки опоры;

b — расстояние между центрами опор нажимного диска и отжимного рычага;

$i'_n = \frac{c}{b}$ — передаточное число отжимного рычага.

Усилие Q'_2 , приложенное на опорном конце вилки, действуя на плече l_2 , стремится изогнуть вилку.

Зная момент сопротивления сечения вилки в сечениях AA и плечи изгиба l_1 и l_2 , можно определить напряжения на изгиб в этих сечениях.

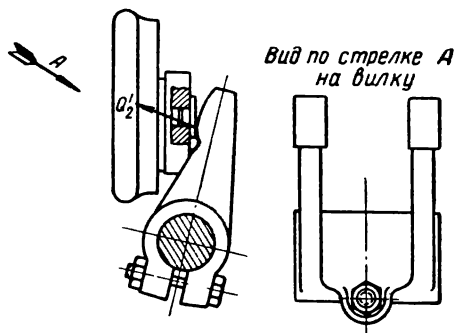
Кованые вилки имеют обычно эллиптическое сечение, а штампованные — П-образное с отогнутыми полками. В последнем случае напряжения определяют для верхних и нижних волокон материала.

В кованых вилках обычно напряжения небольшие — около

100—200 кг/см^2 (для вилки автомобиля ЗИЛ-150 $\sigma = 100 \text{ кг/см}^2$).

При расчете штампованной вилки выключения сцепления автомобиля ГАЗ-51 напряжение на изгиб у верхних волокон было получено равным 3900 кг/см^2 , а у нижних — 1420 кг/см^2 .

Опорные поверхности вилки, опирающиеся при выключении сцепления на выступы или сухари муфты выключения, подвержены износу. Так как опорная поверхность вилки имеет цилиндрическую



Фиг. 113. Схема для определения контактного напряжения в вилке отводки.

форму (фиг. 113), то контактное напряжение может быть определено из уравнения

$$\sigma_{с.м} = 0,59 \sqrt{\frac{EQ_2'}{b_1 d_1}}, \quad (99)$$

где b_1 — ширина контактной поверхности вилки;

d_1 — диаметр опорной поверхности вилки.

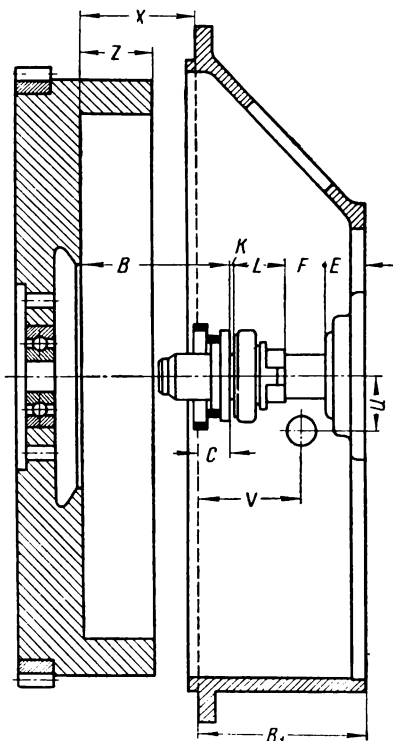
При расчете по усилию на педаль сцепления $Q = 40$ кг контактные напряжения на опорных поверхностях вилки могут достигать значительных величин.

ДАННЫЕ ПО УСТАНОВКЕ И РЕГУЛИРОВКЕ СЦЕПЛЕНИЯ

УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ СЦЕПЛЕНИЯ И ПРИВОДА

Механизм сцепления является промежуточным звеном между двигателем и коробкой передач, и поэтому при проектировании трансмиссии и общей компоновке автомобиля необходимо знать основные установочные и габаритные размеры сцепления и привода.

Используя каталожные данные различных фирм, можно заключить, что основные установочные и габаритные размеры сцеплений и приводов унифицированы. Такая унификация размеров позволяет осуществлять взаимозаменяемость



Фиг. 114. Схема расположения маховика двигателя и картера сцепления для определения основных установочных размеров сцепления:

B — расстояние от рабочей поверхности маховика до торца отжимных рычагов или втулок; *B₁* — расстояние между торцами картера сцепления; *L* — длина отводки; *E* — расстояние между торцами фланца ведущего вала коробки передач; *F* — максимальное перемещение отводки; *K* — зазор между подшипником отводки и отжимными рычагами или втулкой; *X* — расстояние от поверхности трения маховика до торца фланца картера сцепления; *Z* — расстояние от поверхности трения маховика до его торца; *C* — расстояние от торца фланца картера маховика до торца отжимных рычагов или втулки; *V* — расстояние от центра оси вилки отводки до торца картера сцепления; *H* — расстояние между осями вала вилки отводки и ведущего вала коробки передач.

между сцеплениями различного производства, но близкими по своим конструктивным схемам и передаваемым ими моментам трения.

На фиг. 114 показано расположение маховика двигателя, картера сцепления и отводки и отмечены те размеры по длине (параллельно продольной оси автомобиля), которыми приходится пользоваться при подборе или проектировании сцеплений.

Размер B определяет положение отжимных рычагов или торца втулки, на который при выключении сцепления давит подшипник отводки. Для включенного сцепления размеры B у сцеплений различных фирм, как видно из фиг. 6—8, весьма близки по своим абсолютным значениям для сцеплений одних и тех же размеров и конструктивных схем. Для сцеплений с центральной пружиной размер B несколько больше, чем для сцеплений с периферийными пружинами (при тех же размерах фрикционных колец).

Длина отводки L зависит от ее конструкции. Фирма Лайп для своих сцеплений, имеющих наружный диаметр фрикционного кольца

Таблица 44

Размер F , характеризующий возможное перемещение отводки при износе фрикционных колец (фиг. 114)

Тип сцепления	Наружный диаметр фрикционного кольца в мм	Сцепления фирмы Лонг		Сцепления фирмы Лайп ¹	
		Размер F не менее в мм	Ход отводки при максимальном износе колец в мм	Размер F в мм	Ход отводки при максимальном износе колец в мм
Однодисковое	250	13	13	—	—
	280	13	13	—	—
	310	16	16	30	10
	350	22	22	28	8
	380	—	—	28	8
	420	22	22	—	—
Двухдисковое	250	16	16	—	—
	280	16	16	22	8
	350	16	16	22	8
	380	—	—	13	8

¹ Сцепления имеют регулировку при износе фрикционных колец.

Таблица 45

Диаметры D_1 (см. фиг. 11) хвостовика фланца ведущего вала коробки передач (по данным фирмы Лонг)

Модель сцепления	Наружный диаметр фрикционного кольца в мм	Размер D_1	
		в дюймах	в мм
12CB 13-6 29A 31A	250—300	1,872—1,870	47,539—46,489
15-4 17 34-BD	350—430	2,247—2,245	57,023—56,973

Установочные размеры сцеплений и привода фирмы Лайп при монтаже их на коробках передач фирмы Фуллер

Тип сцепления	Модель сцепления	Наружный диаметр фрикционного кольца в мм	Размеры в мм (см. фиг. 114)									
			X	Z ± 0,127	L	F	E	C	U	V	B ₁	
Одно- дисковые	Z34-S	300	67	47,62	41 или 68	30 или 40	25 или 41	17,5	35 или 60	60 или 78	141	
	Z30-S	330	67	46,81	68	30	25 или 41	17,5	35 или 60	60 или 78	141	
	Z32-S	355	59 или 67	46,02	61 или 68	27 или 36	25 или 41	17,5	35 или 60	78	141	
	Z42-S	380	59 или 67	46,02	58	28 или 36	25 или 32	38—36	35 или 60	78	141	
Двух- дисковые	Z37-S	330	63	74,60	41	22	25	57	60	78	141	
	Z54-S	355	63	74,60	58	22	32	59	60	111	175	
	Z38-S	380	54	74,60	58	13	32	68	60	111	175	

Примечание. При переводе размеров дюймовых в метрические результаты были округлены до целого числа, за исключением размеров Z и C.

250—380 мм, выполняет отводки с размером L , равным 41; 61 и 68 мм ($1\frac{5}{8}$ ", $2\frac{1}{16}$ " и $2\frac{13}{32}$ "). Так как расположение нажимных пружин не оказывает какого-либо существенного влияния на конструкцию отводки, то и размеры L для сцеплений различных типов, но с одинаковыми размерами фрикционных колец примерно одинаковы.

Размер E представляет собой расстояние между торцами фланца ведущего вала коробки передач. Размер E делают возможно малым, чтобы не ограничивать перемещения отводки при износе фрикционных колец.

Так как по мере износа фрикционных колец отводка перемещается вправо и приближается к торцу фланца ведущего вала, то размер F должен быть таким, чтобы при максимальном возможном перемещении отводки между нею и торцом фланца ведущего вала был бы гарантированный зазор.

В табл. 44 приведены размеры F и перемещения отводки при максимальном износе фрикционных колец сцеплений фирм Лонг и Лайп.

Зная размеры C , K , L , F и E , можно определить размер B_1 картера сцепления и положение торца картера коробки передач. Размер K — зазор между подшипником отводки и нажимными рычагами или втулкой — равен примерно 1,5—3 мм ($1\frac{1}{16}$ "— $1\frac{1}{8}$ "). Диаметры хвостовика фланца ведущего вала коробки передач приведены в табл. 45 (по данным фирмы Лонг). В США основные размеры картера сцепления (маховика двигателя) стандартизованы SAE.

В табл. 46 приведены данные по установочным размерам сцеплений фирмы Лонг при использовании их с коробками передач фирмы Фуллер.

РЕГУЛИРОВКА СЦЕПЛЕНИЯ

В сцеплениях предусматривается как монтажная, так и эксплуатационная регулировка.

Монтажная регулировка зависит от конструкции сцепления и обычно сводится к обеспечению правильности установки опорных точек отжимных рычагов, величины перемещения нажимных дисков (в двух- и трехдисковых сцеплениях), а в некоторых конструкциях и величины нажимного усилия¹. Монтажная регулировка проводится при сборке сцепления в заводских условиях или во время ремонта.

Необходимость эксплуатационной регулировки возникает при износе фрикционных колец, что приводит к уменьшению нажимного усилия, а следовательно, и величины коэффициента запаса β сцепления. В приводе сцепления вследствие износа фрикционных колец уменьшается свободный ход педали.

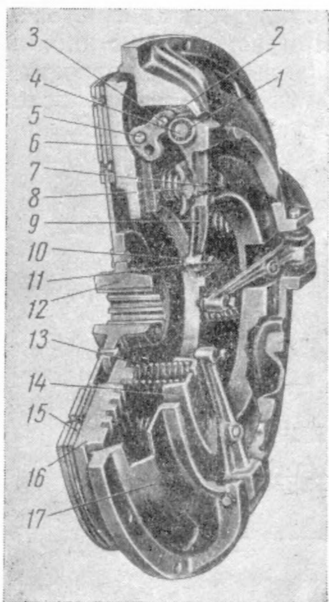
Однако во многих конструкциях сцеплений отсутствует возможность регулировки нажимного усилия в эксплуатационных условиях. Объясняется это тем, что ручная регулировка нажимного усилия для некоторых типов сцеплений приводит к такому усложнению конструкции, что от нее отказываются и компенсируют этот

¹ Исключение составляют сцепления с тарельчатыми пружинами.

недостаток более высоким первоначальным значением коэффициента запаса β , а восстановление первоначального значения нажимного усилия достигается постановкой новых фрикционных колец.

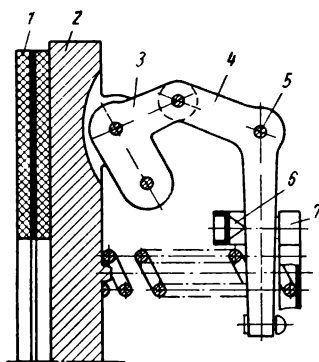
У сцеплений с периферийным расположением нажимных пружин обычно отсутствует ручная регулировка, что объясняется трудностью без специальных контрольных инструментов получить в процессе регулировки одинаковую величину нажимного усилия для большого числа пружин.

За последнее время для сцеплений с периферийным располо-



Фиг. 115. Сцепление саморегулирующегося типа фирмы Лайп:

1 — иглочатый подшипник; 2 — штифт пальца; 3 — палец соединительного звена; 4 — ось отжимного рычага; 5 — палец нажимного диска; 6 — соединительное звено; 7 — упор; 8 — цапфа; 9 — отжимной рычаг; 10 — гайка; 11 — регулировочный винт; 12 — ступица ведомого диска; 13 — нажимная пружина; 14 — кольцо; 15 — фрикционное кольцо; 16 — нажимной диск; 17 — кожух.



Фиг. 116. Схема передачи нажимного усилия в саморегулирующемся сцеплении фирмы Лайп:

1 — ведомый диск; 2 — нажимной диск; 3 — соединительное звено; 4 — двулучный отжимной рычаг; 5 — ось отжимного рычага (в кожухе); 6 — упор; 7 — кольцо.

жением пружин разработана конструкция саморегулирующегося типа, при которой износ фрикционных колец почти не влияет на величину нажимного усилия.

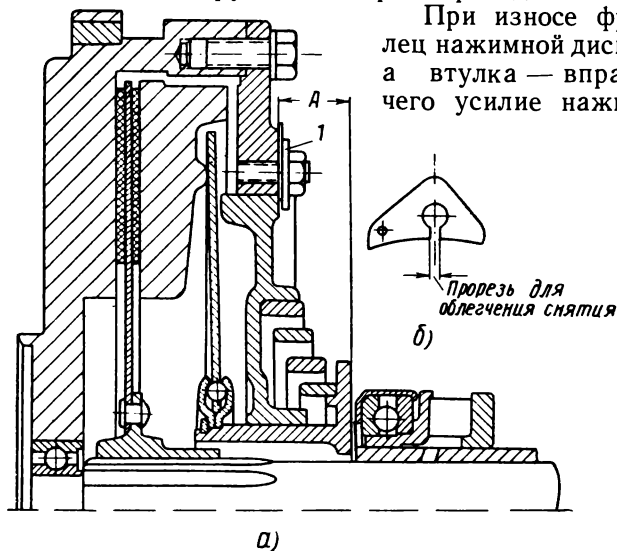
На фиг. 115 показана конструкция, а на фиг. 116 — схема передачи нажимного усилия сцепления фирмы Лайп. Нажимное усилие создается пружинами 13 (фиг. 115), упирающимися в нажимной диск 16 и кольцо 14. Кольцо связано с отжимными рычагами 9 посредством упора 7 и цапфы 8. Двулучный отжимной рычаг установлен на иглочатых подшипниках в кожухе сцепления. Отжимной рычаг с помощью соединительного звена 6 соединен с нажимным диском.

При износе фрикционных колец нажимной диск отходит влево, что приводит к увеличению передаточного числа рычажной системы и нажимного усилия.

Так как ручная регулировка для сцеплений с центральной пружиной конструктивно решается проще, то на этих сцеплениях предусматривается регулировка их в эксплуатации.

На фиг. 117 показана регулировка сцеплений автомобилей МАЗ и фирмы Лайп, конструкции которых приведены на фиг. 8, 9 и 15.

При износе фрикционных колец нажимной диск отходит влево, а втулка — вправо, вследствие чего усилие нажимной пружины



Фиг. 117. Схема регулировки сцепления с центральной пружиной:

а — расположение регулирующих прокладок; б — форма прокладки; 1 — набор прокладок.

уменьшается. При этом уменьшается и зазор между подшипником отводки и обоймой пружины. При изъятии определенного количества прокладок нажимной рычаг займет такое положение, при котором нажимное усилие будет соответствовать заданному заводом значению.

Форма регулировочной прокладки для сцепления автомобиля ЯАЗ-210 показана на фиг. 117, б; номинальное число прокладок 8, а толщина их 0,4 мм. Допускается установка одной прокладки толщиной 0,25 мм, но во всех местах регулировки должно быть одинаковое число прокладок, имеющих одинаковую толщину. Для регулировки необходимо знать контрольный размер А (фиг. 117, а), который указывается в инструкции по обслуживанию автомобиля.

Регулировка зазора между отжимными рычагами и подшипником отводки (от которого зависит холостой ход педали сцепления) производится изменением длины тяги педали. Для сцеплений с центральной нажимной пружиной регулировка с помощью упорных болтов 3 педали сцепления (см. фиг. 91) допускается только в том случае, если изъяты все регулировочные прокладки.

У двухдисковых сцеплений, кроме указанных выше регулировок, в процессе эксплуатации регулируют еще зазор между средним нажимным диском и регулировочным болтом (см. фиг. 11 и 12).

ПРИЛОЖЕНИЕ

ПРИМЕР ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА СЦЕПЛЕНИЯ

Поверочный расчет сцепления произведен по чертежам, выпущенным в объеме технического проекта. Кроме того, некоторые детали были изготовлены в виде экспериментальных образцов, что позволило подвергнуть их испытаниям и уточнить теоретические расчеты (например, по нажимным пружинам).

При определении основных параметров сцепления и привода было учтено влияние допусков.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Назначение автомобиля. Автомобиль типа 6×4 большой грузоподъемности предназначен в основном для работы на дорогах с твердым покрытием и для дальних перевозок. Автомобиль в состоянии буксировать прицеп с полным весом не свыше 15 т.

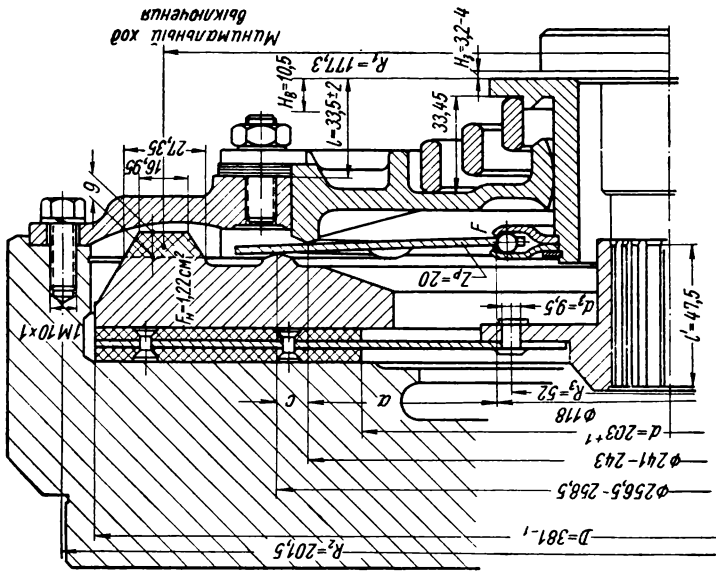
Технические данные, необходимые для расчета сцепления (заимствованы из технической характеристики автомобиля)

Грузоподъемность (по дорогам с твердым покрытием) в т	12
Максимальный полный вес в кг:	
автомобиля	23 500
прицепа	15 000
автопоезда	38 500
Максимальный крутящий момент двигателя M_{\max} в кгм	70
Передаточные числа:	
первой передачи коробки передач	6,17
повышающей передачи раздаточной коробки	1,00
понижающей передачи раздаточной коробки	2,13
главной передачи	8,21
Размер шин в дюймах	12,00—20

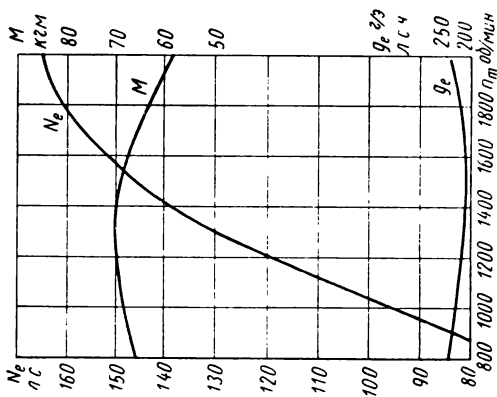
Внешняя характеристика двигателя приведена на фиг. 118.

Тип сцепления. Для автомобиля спроектировано однодисковое сухое сцепление типа МАЗ или ЯАЗ с наружным диаметром фрикционного кольца 381 мм (15") и внутренним 203 мм (8") центральной пружиной и упругими нажимными рычагами.

Конструкция сцепления с необходимыми для расчетов размерами приведена на фиг. 119.



Фиг. 119. Общий вид сцепления.



Фиг. 118. Внешняя характеристика двигателя (N_e — мощность; M — крутящий момент двигателя; g_e — удельный расход топлива; n_m — число оборотов коленчатого вала).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СЦЕПЛЕНИЯ

Фрикционное кольцо. Фрикционное кольцо изготовлено из асбестовой композиции и не имеет вентиляционных канавок. Фрикционное кольцо крепится к диску 36 заклепками.

Средний радиус трения фрикционного кольца

$$R = \frac{D + d}{4} = \frac{381 + 203}{4} = 146 \text{ мм.}$$

Площадь одной поверхности фрикционного кольца с учетом допусков на его диаметры составляет

$$F_{1\max} = \frac{\pi D^2 - \pi d^2}{4} = \frac{3,14 (38,1^2 - 20,3^2)}{4} = 816,5 \text{ см}^2,$$

$$F_{1\min} = \frac{\pi D^2 - \pi d^2}{4} = \frac{3,14 (38^2 - 20,4^2)}{4} = 807,5 \text{ см}^2.$$

Среднее значение

$$F_1 = \frac{F_{1\max} + F_{1\min}}{2} = \frac{816,5 + 807,5}{2} = 812 \text{ см}^2.$$

Площадь трения одной поверхности фрикционного кольца с учетом отверстий под заклепки:

$$F_{1\max} - f = 816,5 - 25,5 = 791,0 \text{ см}^2;$$

$$F_{1\min} - f = 807,5 - 25,5 = 782,0 \text{ см}^2;$$

$$F_1 - f = 812 - 25,5 = 786,5 \text{ см}^2,$$

где f — площадь отверстий под заклепки

$$f = z_3 \frac{\pi d_3^2}{4} = 36 \frac{3,14 \cdot 0,95^2}{4} = 25,5 \text{ см}^2.$$

Передаточное число нажимных рычагов. Используя данные, указанные на фиг. 119, определяем размеры плеч нажимных рычагов a и c (без учета изменения передаточного числа из-за наклона рычагов)

$$c_{\max} = \frac{258,5 - 241}{2} = 8,75 \text{ мм};$$

$$c_{\min} = \frac{256,5 - 243}{2} = 6,75 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = \frac{243 - 118}{2} = 62,5 \text{ мм};$$

$$a_{\min} = \frac{241 - 118}{2} = 61,5 \text{ мм.}$$

Передаточное число рычагов (при абсолютной их жесткости)

$$i_p = \frac{a}{c}.$$

Подставляя полученные предельные значения для a и c , получим

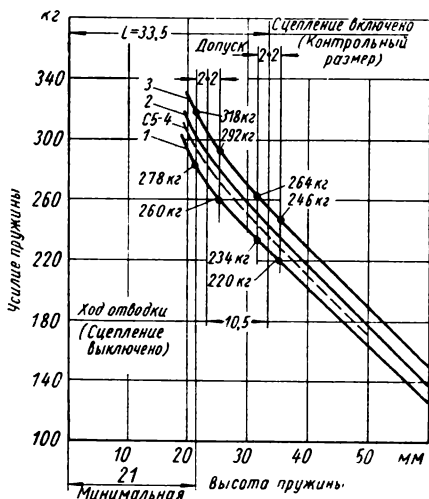
$$i_{p \max} = \frac{a_{\max}}{c_{\min}} = \frac{62,5}{6,75} = 9,27;$$

$$i_{p \min} = \frac{a_{\min}}{c_{\max}} = \frac{61,5}{8,75} = 7,03.$$

Среднее значение

$$i_p = \frac{i_{p \max} + i_{p \min}}{2} = \frac{9,27 + 7,03}{2} = 8,15.$$

Характеристика нажимной пружины. Так как конструкция спроектированного сцепления аналогична конструкции сцепления фирмы Лайп, то при проектировании его были использованы некоторые материалы, относящиеся к этим сцеплениям (например, исходные данные по пружинам). Была выбрана нажимная пружина С5-4, характеристика которой штриховой линией показана на фиг. 120.



Фиг. 120. Характеристика нажимной пружины:

1, 2, 3 — характеристики опытных пружин.

Предельные усилия пружин с учетом допуска ± 2 мм на размер 33,5 мм для включенного и выключенного состояния сцепления приведены на фиг. 120, а конструкция пружины — на фиг. 121.

Оттяжная пружина. Схема установки оттяжной пружины приведена на фиг. 122. Оттяжная пружина снижает нажимное усилие. Номинальное усилие оттяжной пружины 10,8 кг; число оттяжных пружин четыре. Допусками на усилие для оттяжных пружин, ввиду малого их влияния на нажимное усилие, пренебрегаем.

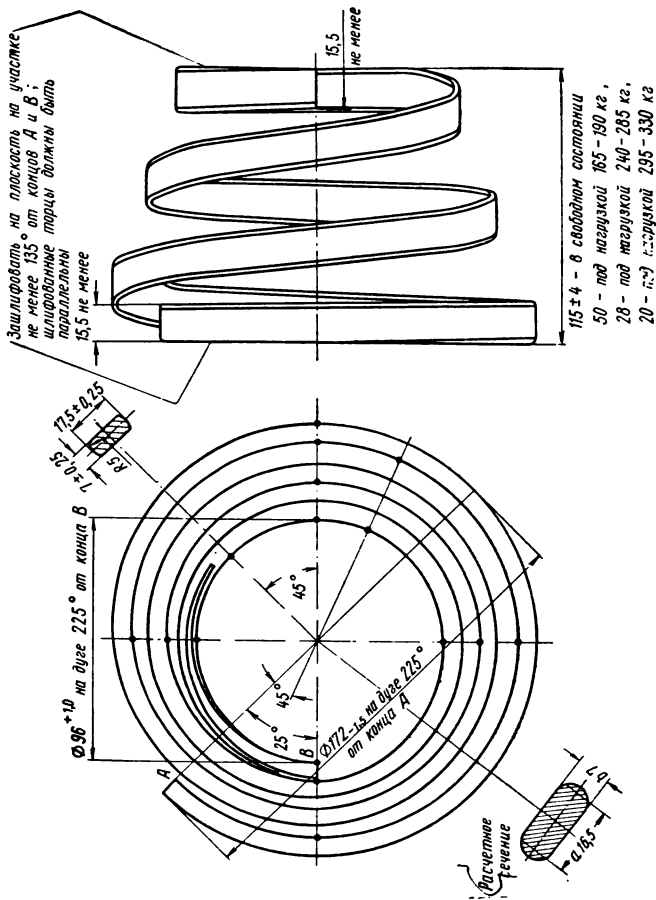
Суммарное усилие оттяжных пружин

$$P_{om} = 10,8 \cdot 4 \approx 43 \text{ кг.}$$

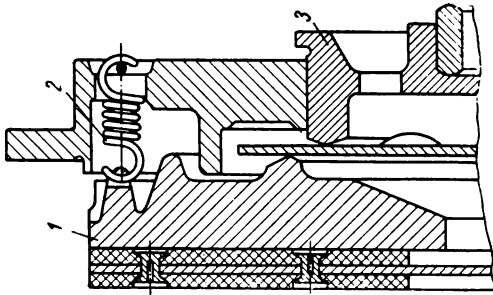
Нажимное усилие. Для определения нажимного усилия используется формула

$$P = P' i_p \eta - P_{om},$$

где $\eta = 0,95$.



Фиг. 121. Нажимная пружина.



Фиг. 122. Схема установки оттяжной пружины нажимного диска:

1 — нажимной диск; 2 — оттяжная пружина; 3 — фланец.

Допуск ± 2 мм (фиг. 121 и 122) на контрольный размер $l = 33,5$ мм дает возможность регулировать усилие пружины в пределах 234 и 246 кг и получать его значение близким к среднему, равному примерно 240 кг, которое и может быть принято за расчетное усилие при выключении сцепления.

При выключении сцепления среднее усилие пружины равно

$$\frac{278 + 292}{2} = 285 \text{ кг.}$$

Так как передаточное число нажимных рычагов зависит от допусков на изготовление нажимного диска и фланца, то и нажимное усилие может быть:

$$P = P' i_p \eta - P_{om} = 240 \cdot 8,15 \cdot 0,95 - 43 = 1815 \text{ кг;}$$

$$P_{\max} = P' i_{p\max} \eta - P_{om} = 240 \cdot 9,26 \cdot 0,95 - 43 = 2068 \text{ кг;}$$

$$P_{\min} = P' i_{p\min} \eta - P_{om} = 240 \cdot 7,03 \cdot 0,95 - 43 = 1559 \text{ кг.}$$

Удельное давление, ввиду наличия регулировки нажимного усилия, определяем без учета износа фрикционных колец и потерь в направляющих:

$$P = \frac{P}{F} = \frac{1815}{786,5} = 2,31 \text{ кг/см}^2;$$

$$P_{\max} = \frac{P_{\max}}{F_{\max}} = \frac{2068}{782} = 2,64 \text{ кг/см}^2;$$

$$P_{\min} = \frac{P_{\min}}{F_{\min}} = \frac{1559}{791} = 1,97 \text{ кг/см}^2.$$

Момент трения определяем по уравнению

$$M_c = P \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot i,$$

где

$$\mu = 0,25 \text{ и } i = 2;$$

$$M_c = 1815 \cdot 0,25 \cdot 14,6 \cdot 2 = 13250 \text{ кгсм;}$$

$$M_{c\max} = 2068 \cdot 0,25 \cdot 14,6 \cdot 2 = 15096 \text{ кгсм;}$$

$$M_{c\min} = 1559 \cdot 0,25 \cdot 14,6 \cdot 2 = 11380 \text{ кгсм.}$$

Коэффициент запаса сцепления β :

$$\beta = \frac{M_c}{M_{\max}} = \frac{13250}{7000} = 1,89;$$

$$\beta_{\max} = \frac{M_{c\max}}{M_{\max}} = \frac{15096}{7000} = 2,16;$$

$$\beta_{\min} = \frac{M_{c\min}}{M_{\max}} = \frac{11380}{7000} = 1,63.$$

Работу буксования сцепления определяем по методу, предложенному акад. Е. А. Чудаковым для случая трогания с места на первой передаче в коробке передач и на повышающей передаче в раздаточной коробке, для дорог с разным коэффициентом сопротивления движению.

Принимаем, что на дорогах с малым коэффициентом сопротивления движению ψ включение сцепления происходит при 800 об/мин. коленчатого вала двигателя, а на более плохих дорогах при оборотах, соответствующих максимальному крутящему моменту двигателя; при этом обороты двигателя за все время включения сцепления остаются постоянными ¹.

Работу буксования определяем для минимального времени буксования.

Ввиду того что возможна эксплуатация автомобиля без прицепа и с прицепом, то работа буксования сцепления должна быть определена для обоих случаев. Поскольку методика определения работы буксования автомобиля с прицепом сохраняется та же, что и для автомобиля без прицепа, то в настоящем примере расчета ограничимся определением работы буксования только для автомобиля без прицепа.

Для расчетов использованы следующие уравнения:

1) для минимального времени буксования

$$t_{0\min} = \frac{A^2 M'}{M' - \frac{M_a}{i_\kappa}} \text{ и } A = \sqrt{2 \left(J_c + J_a \frac{1}{i_\kappa^2} \right) \omega_m};$$

2) для коэффициента k быстроты включения

$$k^2 (t_0^2 i_\kappa^2) - k (2t_0 i_\kappa M_a + A^2 i_\kappa^2) + M_a^2 = 0;$$

3) для угла буксования

$$\alpha_0 = \frac{2\pi n m' r_\kappa}{60 i_\kappa i_0 i_p} \left[\frac{G\psi}{k} + \frac{2}{3} \sqrt{\frac{2}{k} \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{2\pi n m}{60}} \right];$$

4) для работы буксования

$$L_0 = \frac{2\pi n m' r_\kappa^2}{60 i_\kappa^2 i_p^2 i_0^2} \left[\frac{G}{g} \cdot \frac{2\pi n m}{7200} + \frac{G_2 \psi^2}{R} + \frac{2}{3} G\psi \sqrt{\frac{2}{k} \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{2\pi n m}{60}} \right];$$

5) для удельной работы буксования

$$q = \frac{L_0}{F}.$$

Для вычисления необходимо знать следующие величины:

$$M', M_a, J_c \text{ и } J_a.$$

¹ При определении максимального значения ψ , при котором возможно еще трогание автомобиля при принятых числах оборотов коленчатого вала двигателя, необходимо пользоваться уравнением тягового баланса для принятых условий движения.

По внешней характеристике двигателя для 800 об/мин (фиг. 120) определяем $M'_m = 66 \text{ кгсм}$ и $M_{\max} = 70 \text{ кгсм}$ для дорог с $\phi > 0,1$.

Момент сопротивления движению, приведенный к ведущему валу коробки передач:

$$M_a = \frac{G\psi r_{\kappa}}{i_0 i_p}.$$

Момент инерции J_c ведомых деталей сцепления и связанных с ним деталей коробки передач был определен расчетным путем. Так как величина его, равная примерно $0,45 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2$, весьма незначительна по сравнению с моментом инерции автомобиля J_a , то ее в расчет не включаем.

Момент инерции поступательно движущихся и вращающихся деталей автомобиля, приведенный к ведомому валу коробки передач:

$$J_a = \frac{Gr_{\kappa}^2}{g^2 i_p^2} (1 + \delta'),$$

где

$$\delta' = \frac{gJ_{\kappa}}{r_{\kappa}^2 G_a};$$

$g = 981 \text{ см/сек}^2$ — ускорение силы тяжести;

$J_{\kappa} = 2J_{\kappa n} + 4J_{\kappa z}$ — суммарный момент инерции колес;

$J_{\kappa n} = 268 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2$ — момент инерции переднего колеса с тормозным барабаном и ступицей в сборе;

$J_{\kappa z} = 529 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2$ — момент инерции заднего колеса со сдвоенными шинами, с тормозным барабаном и ступицей в сборе.

Моменты инерции колес заимствованы из имеющихся опытных данных:

$$\delta = \frac{981 \cdot 2652}{53,2^2 \cdot 23500} = 0,0391;$$

$$J_a = \frac{23500 \cdot 53,2^2}{981 \cdot 8,21^2 \cdot 1^2} (1 + 0,0391) \approx 1040 \text{ кгсм} \cdot \text{сек}^2.$$

Результаты расчетов работы буксования приведены на фиг. 123.

Повышение температуры нажимного диска в течение одного включения сцепления. Повышение температуры определяем из выражения

$$\tau = \frac{\gamma' L_0}{427cG_{\tau}},$$

где $\gamma' = 0,5$, так как сцепление однодисковое;

$c = 0,115 \text{ кал на } 1^{\circ}$ — теплоемкость металла нажимного диска (чугун);

$G_{\tau} = 13,9 \text{ кг}$ — вес нажимного диска (по приблизительному подсчету).

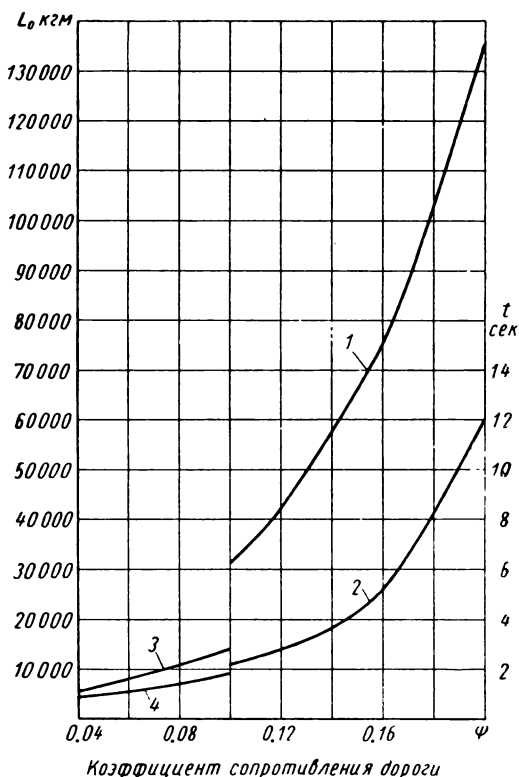
Результаты расчетов температуры нажимного диска представлены кривыми, приведенными на фиг. 124.

Площадь фрикционного кольца, отнесенная к максимальному моменту двигателя и к полному весу автомобиля:

$$\frac{F}{M_{\max}} = \frac{2 \cdot 786,5}{70} \approx 22,5 \text{ см}^2/\text{кгм};$$

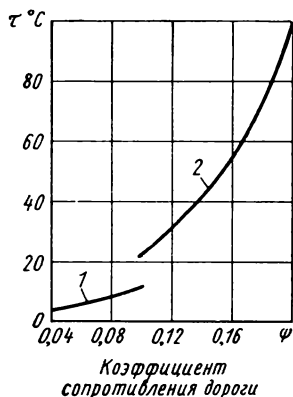
$$\frac{F}{G_a} = \frac{2 \cdot 786,5}{23,5} \approx 67 \text{ см}^2/\text{т}.$$

Закключение. Сопоставление полученных данных по основным



Фиг. 123. График работы буксования L_0 сцепления (n_m — число оборотов коленчатого вала двигателя):

1 — работа буксования сцепления при трогании автомобиля с места в зависимости от коэффициента сопротивления дороги ψ при $t = t_{\min}$ и $n_m = 1300$ об/мин; 2 — минимальное время буксования сцепления в зависимости от коэффициента сопротивления дороги ψ при $n_m = 1300$ об/мин; 3 — работа буксования сцепления при трогании автомобиля с места в зависимости от коэффициента сопротивления дороги ψ при $n_m = 800$ об/мин; 4 — минимальное время буксования сцепления в зависимости от коэффициента сопротивления дороги ψ при $n_m = 800$ об/мин.



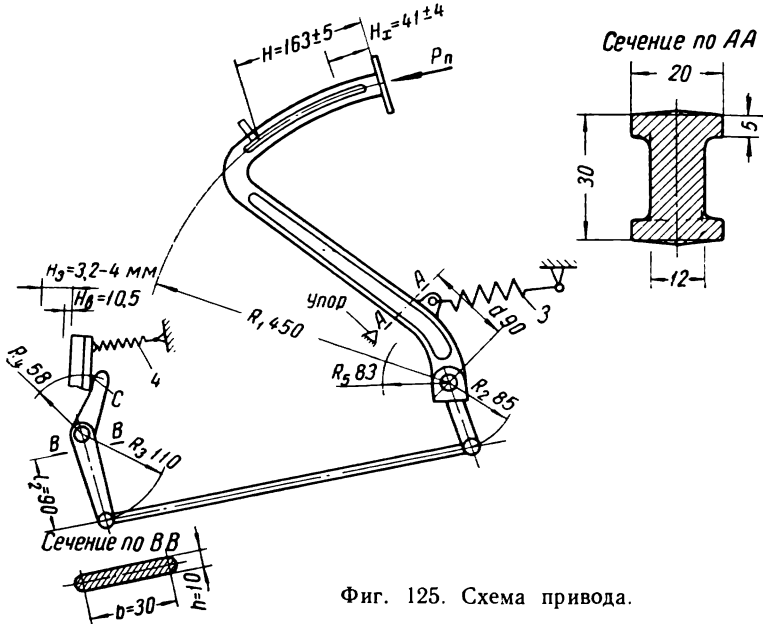
Фиг. 124. Нагрев деталей сцепления при трогании автомобиля с места в зависимости от коэффициента сопротивления дороги ψ (τ — температура нагрева):

1 — при минимальном времени включения сцепления t_{\min} (фиг. 123) и $n_m = 800$ об/мин; 2 — при минимальном времени включения сцепления и $n_m = 1300$ об/мин.

параметрам сцеплений с данными, приведенными в табл. 19, 21, 22, 23 и 24, показывает, что запроектированное сцепление работает с несколько повышенным значением коэффициента запаса β и удельного давления p .

РАСЧЕТ ПРИВОДА СЦЕПЛЕНИЯ

Передаточное число привода. На фиг. 125 приведена схема привода и указаны размеры плеч рычагов. При абсолютной жесткости всех звеньев привода и без учета изменений положений рычагов и тяг при их работе передаточное число привода может быть с доста-



Фиг. 125. Схема привода.

точной для практики точно определено как соотношение плеч рычагов:

$$i_n = \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} = \frac{450}{85} \cdot \frac{110}{58} = 10,05.$$

При определении i_n для R_4 было взято среднее значение. В действительности величина R_4 несколько изменяется вследствие перемещения точки контакта С.

По чертежу схемы привода холостой ход педали равен $H_x = 41 \pm \pm 4$ мм, а полный ход $H = 163 \pm 5$ мм.

При передаточном числе привода $i_n = 10,05$ перемещение отводки

$$H_{отв} = \frac{H}{i_n} = \frac{163}{10,05} \approx 16,2 \text{ мм.}$$

Перемещение отводки для выключения сцепления согласно фиг. 119 равно ходу выключения $H_в = 10,5$ мм и зазору $H_з = = 3,2 - 4$ мм, т. е.

$$H_{отв} > H_в + H_з; \quad 16,2 > 10,5 + 4.$$

Таким образом обеспечивается минимальный запас хода отводки $16,2 - 14,5 = 1,7$ мм.

Запас хода отводки, отнесенный к перемещению педали, $1,7 \cdot 10,05 \approx 17,0$ мм.

Наличие запаса хода отводки позволяет выключать сцепление при ходе педали $163 - 17 = 146$ мм.

При износе фрикционных колец зазор H_3 уменьшается, что требует регулировки путем уменьшения числа прокладок.

Общее передаточное число (среднее значение) механизма выключения (с учетом высказанных ранее соображений) представляет произведение передаточного числа рычагов i_p и привода i_n :

$$i_{\text{выкл}} = i_p \cdot i_n = 8,15 \cdot 10,05 = 81,9.$$

Усилия оттяжных пружин привода. При выключении сцепления усилия пружин 4 и 3 (фиг. 125) будут противодействовать перемещению педали, что должно быть учтено при определении усилия водителя на педаль сцепления.

Используя рабочие чертежи пружин, получаем, что при максимальных перемещениях педали сцепления и отводки усилие пружины 4 равно 4,5 кг, а усилие пружины 3 равно 50 кг.

Эти усилия, отнесенные к площадке педали сцепления, составят: для пружины 4

$$P_{n4} = \frac{4,5}{i_n} = \frac{4,5}{10,05} \approx 0,45 \text{ кг.}$$

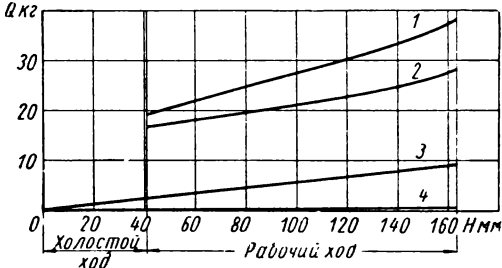
для пружины 3

$$P_{n3} = \frac{50R_5}{R_1} = \frac{50 \cdot 83}{450} = 9,2 \text{ кг.}$$

Усилие P_{nn} нажимной пружины, отнесенное к площадке педали. Зависимость между усилием нажимной пружины, отнесенным к площадке педали, и ходом педали сцепления при его выключении показана на фиг. 126.

При ходе отводки 10,5 мм, что соответствует полному ходу педали сцепления 163 мм, усилие $P_{nn} = 27,1$ кг.

Суммарное усилие пружин, отнесенное к площадке педали сцепления. Изменение суммарного усилия на педали сцепления с учетом усилий пружин 4 и 3, отнесенных к площадке педали сцепления, приведено на фиг. 126.



Фиг. 126. Зависимость между усилием нажимной пружины, отнесенным к педали, и ходом педали сцепления H :

1 — суммарное усилие; 2 — усилие нажимной пружины; 3 — усилие пружины 3; 4 — усилие пружины 4 (пружины 3 и 4 см. на фиг. 125).

При ходе отводки 10,5 мм это усилие будет равно

$$P_n = P_{nн} + P_{n4} + P_{nз} = 27,1 + 0,44 + 9,2 \approx 37 \text{ кг.}$$

Заключение. Максимальное усилие на педаль сцепления для запроектированного автомобиля, равное (с учетом усилия оттяжных пружин) примерно 37 кг, является несколько завышенным. Поэтому желательна установка усилителя.

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ СЦЕПЛЕНИЯ

Нажимная пружина (см. фиг. 121). Используя характеристику пружины 3 на фиг. 120, получаем при минимальной высоте пружины, равной 21 мм, усилие пружины, равное 318 кг. Пружина имеет постоянный шаг. Расчет на прочность ведем по уравнению, в котором учитывается посадка витков на плоскость.

Наибольший крутящий момент $M_{кр}$, действующий в сечении пружины, определяется по уравнению [15]

$$M_{кр} = R_2 \sqrt[3]{(P'_{\max})^2 P_k},$$

где $R_2 = \frac{172-7}{2} = 82,5 \text{ мм}$ — средний радиус наибольшего опорного витка;

$P'_{\max} = 318 \text{ кг}$ — усилие пружины при высоте, равной 21 мм;

P_k — сила, при которой начинается посадка витков на плоскость.

Сила

$$P_k = \frac{CH_0}{2\pi i R_2^3},$$

где $H_0 = 115 \text{ мм}$ — высота пружины в свободном состоянии;

$i = 3,125$ — число витков пружины;

C — жесткость кручения прямоугольного сечения витка пружины.

Жесткость кручения прямоугольного сечения витка пружины

$$C = \eta ab^3 G,$$

где η — коэффициент, зависящий от соотношения сторон $\frac{a}{b}$; для

$a = 16,5 \text{ мм}$ (см. расчетное сечение на фиг. 121) и $b = 7 \text{ мм}$

$\eta = 0,243$;

$G = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости второго рода;

$$C = 0,243 \cdot 16,5 \cdot 0,7^3 \cdot 8 \cdot 10^5 = 109\,760.$$

Подставляя указанные величины, получаем усилие

$$P_k = \frac{0,243 \cdot 1,65 \cdot 0,7^3 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 11,5}{2 \cdot 3,14 \cdot 3,125 \cdot 8,25^3} \approx 115 \text{ кг.}$$

Затем определяем

$$M_{кр} = 8,25 \sqrt[3]{318^2 \cdot 115} \approx 1870 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее напряжение в пружине

$$\tau = \frac{M_{кр}}{B},$$

где $B = \gamma ab^2$ — ($\gamma = 0,255$ — коэффициент, учитывающий соотношение сторон);

$$B = 0,255 \cdot 1,65 \cdot 0,7^2 \approx 0,210;$$

$$\tau = \frac{1870}{0,210} \approx 8900 \text{ кг/см}^2.$$

Материал пружины — сталь 85Г специального профиля.

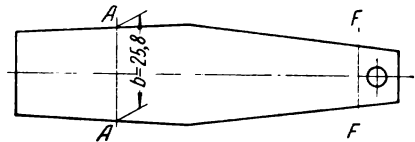
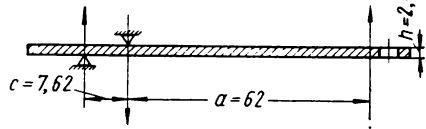
Нажимной рычаг. При включенном сцеплении нажимные рычаги нагружаются нажимным усилием $P_a = 240$ кг. Принимаем, что усилие P_a равномерно нагружает все рычаги; тогда его величина на один нажимной рычаг

$$P_{ар} = \frac{P_a}{z_p} = \frac{240}{20} = 12 \text{ кг,}$$

где $z_p = 20$ — число рычагов.

Нажимной рычаг с расчетными размерами приведен на фиг. 127. Определим напряжение в сечении AA , которое подвержено наибольшему моменту изгиба:

$$M_{AA} = P_{ар} a = 12 \cdot 6,2 = 74,4 \text{ кгсм.}$$



Фиг. 127. Расчетные размеры нажимного рычага.

Напряжение на изгиб в сечении AA :

$$\sigma_{AA} = \frac{M_{AA}}{W_{AA}} = \frac{74,4 \cdot 6}{2,58 \cdot 0,24^2} = 3010 \text{ кг/см}^2,$$

где $W_{AA} = \frac{bh^2}{6}$ — момент сопротивления сечения изгибу.

Величина деформации нижнего конца рычага (в плоскости FF) под действием усилия 12 кг:

$$\delta = \frac{P_{ар} a^2 (c + a)}{3EJ} = \frac{12 \cdot 6,2^2 (0,726 + 6,2) \cdot 12}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 2,58 \cdot 0,24^3} = 0,171 \text{ см,}$$

где $E = 2,1 \cdot 10^6$ — модуль упругости первого рода;

$$J = \frac{bh^3}{12} \text{ см}^4 \text{ — момент инерции.}$$

Материал рычага — сталь 50, лента.

Зазор между трущимися поверхностями зависит от хода нажимного диска и биения торцов ведомого диска.

Ход нажимного диска связан с ходом отводки и величиной деформации нажимных рычагов. Так как нажимной диск находится постоянно под воздействием оттяжных пружин, то осевое перемещение его может начаться только в тот момент, когда величина нажимного усилия станет меньше усилия оттяжных пружин (не считая потерь на трение в направляющих), приведенного к точке F нажимного рычага (см. фиг. 119).

Нажимное усилие $P_{ap} = 12$ кг. Приведенное в точке F усилие оттяжных пружин (с некоторым приближением)

$$P_{omF} = \frac{P_{om}}{z_p i_p} = \frac{43}{20 \cdot 8,15} = 0,26 \text{ кг.}$$

Так как это усилие весьма незначительно, то практически осевое перемещение нажимного диска начнется в момент, когда с нажимных рычагов будет снято усилие, т. е. когда рычаги не будут деформированы.

При минимальном ходе отводки $H_s = 10,5$ мм и величине деформации рычагов $\delta = 1,71$ мм перемещению нажимного диска соответствует ход отводки:

$$H_{sn} = H_s - \delta = 10,5 - 1,71 = 8,79 \text{ мм.}$$

Ход нажимного диска при $i_p = 8,15$

$$H_n = \frac{8,79}{8,15} = 1,08 \text{ мм.}$$

При $i_{p \max} = 9,26$ ход нажимного диска будет меньше. В этом случае необходимое перемещение нажимного диска достигается за счет увеличения хода педали (запаса хода педали). При $i_{p \min}$ ход нажимного диска больше, что потребует меньшего хода педали.

По рабочим чертежам максимальное биение торцов ведомого диска составляет $\delta' = 0,4$ мм. Таким образом, минимальный зазор между рабочими поверхностями ведомого и нажимного дисков

$$\lambda_n = \frac{H_n - \delta'}{2} = \frac{1,08 - 0,40}{2} = 0,34 \text{ мм.}$$

Кожух сцепления связан с нажимным диском четырьмя выступами. Нажимной диск передает половину крутящего момента двигателя.

Контактная поверхность между кожухом и выступом при износе

$$F_n = 1,22 \text{ см}^2 \text{ (см. фиг. 119).}$$

Окружное усилие, действующее на выступ,

$$P_s = \frac{M_{\max}}{2nR_1} = \frac{7000}{2 \cdot 4 \cdot 17,73} = 49,3 \text{ кг.}$$

где $n = 4$ — число выступов;

R_1 — средний радиус расположения контактной поверхности.

Удельное давление между кожухом и выступом

$$P = \frac{P_a}{F_n} = \frac{49,3}{1,22} = 40 \text{ кг/см}^2.$$

Материал кожуха — серый чугун СЧ 18-36.

Болты крепления кожуха к маховику двигателя. Кожух крепится 12 болтами, имеющими резьбу М10×1. Радиус расположения болтов $R_2 = 201,5 \text{ мм}$ (фиг. 119).

Расчет болтов ведем на затяжку при условии, что весь момент передается трением, а проверяем на растяжение.

Напряжение при растяжении

$$\sigma_p = \frac{M_{\max}}{2R_2 n \mu' F_p} = \frac{7000}{2 \cdot 201,5 \cdot 12 \cdot 0,2 \cdot 0,582} = 124 \text{ кг/см}^2,$$

где $n = 12$ — число болтов;

$\mu' = 0,2$ — коэффициент трения между кожухом и нажимным диском (сталь по чугуну без смазки);

$F_p = 0,582 \text{ см}^2$ — площадь сечения болта (по внутреннему диаметру резьбы).

Сила, действующая вдоль болта при затяжке усилием 40 кг на плече 100 мм, равна

$$P_{\text{зам}} = \frac{2M_3}{d_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \mu')} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 10}{0,935 \cdot 0,3137} = 2740 \text{ кг},$$

где M_3 — момент затяжки;

$d_{cp} = 0,935$ — средний диаметр резьбы болта;

$\alpha = 6^\circ 06'$ — угол подъема резьбы по среднему диаметру болта;

$\mu' = 0,2$ — коэффициент трения.

Напряжение на растяжение от силы $P_{\text{зам}}$

$$\sigma'_p = \frac{2740}{0,582} = 4700 \text{ кг/см}^2.$$

Ведомый диск крепится к ступице двумя рядами заклепок, расположенных на разных радиусах R_3 и r_3 (фиг. 119). Расчет заклепок ведем на срез и смятие. Принимаем, что момент, передаваемый заклепками, пропорционален радиусу их расположения.

На заклепки, расположенные на большем радиусе R_3 , действует момент

$$M_3 = \frac{M_{\max} R_3}{R_3 + r_3} = \frac{7000 \cdot 5,2}{5,2 + 4,3} \approx 3830 \text{ кгсм.}$$

На заклепки, расположенные на меньшем радиусе, действует момент

$$M'_3 = \frac{M_{\max} r_3}{R_3 + r_3} = \frac{7000 \cdot 4,3}{5,2 + 4,3} \approx 3170 \text{ кгсм.}$$

Напряжение среза заклепок

$$\tau = \frac{M'_3}{r_3 i F_3} = \frac{M_3}{R_3 i F_3} = \frac{3830}{5,2 \cdot 6 \cdot 0,332} = 370 \text{ кг/см}^2,$$

где $i = 6$ — число заклепок;

$F_3 = 0,332 \text{ см}^2$ (диаметр заклепки $d = 6,5 \text{ мм}$).

Напряжение смятия в заклепках

$$\sigma_{см} = \frac{M'_3}{r_3 i d_3 \delta} = \frac{M_3}{R_3 i d_3 \delta} = \frac{3830}{5,2 \cdot 6 \cdot 0,65 \cdot 0,2} = 945 \text{ кг/см}^2,$$

где $\delta = 2 \text{ мм}$ — толщина диска.

Материал заклепок — латунь.

Ступица ведомого диска. Определяем напряжения на срез и смятие в шлицах ступицы ведомого диска. Принимаем, что усилие по всей длине шлицев распределяется равномерно и что в работе участвуют все шлицы.

Размеры шлицев следующие:

1) ступица: $D_c = 38^{+0,170} \text{ мм}$ — наружный диаметр шлицев;

$d_c = 31^{+0,170} \text{ мм}$ — внутренний диаметр шлицев;

$l' = 47,5 \text{ мм}$ (фиг. 119) — длина шлицев ступицы;

$b_c = 6^{+0,039} \text{ мм}$ — толщина шлицев;

2) вал:

$D_\theta = 38_{-0,340}^{-0,170} \text{ мм}$ — наружный диаметр шлицев;

$d_\theta = 28_{-0,280} \text{ мм}$ — внутренний диаметр шлицев;

$b_\theta = 6_{-0,100}^{-0,050}$ — толщина шлицев;

$i = 10$ — число шлицев.

Окружная сила, действующая на один шлиц (с учетом допусков на диаметры):

$$P_{ш} = \frac{4M_{\max}}{[d_c + D_\theta] i} = \frac{4 \cdot 7000}{(3,117 + 3,766) \cdot 10} \approx 406 \text{ кг},$$

где $d_c = 3,117 \text{ мм}$ — максимальный внутренний диаметр шлицев ступицы;

$D_\theta = 3,766 \text{ мм}$ — минимальный наружный диаметр шлицев вала.

Минимальная поверхность контакта шлицев

$$F_{ш \min} = l_{ш} \frac{D_\theta - d_c}{2} = \frac{3,766 - 3,117}{2} \cdot 4,75 = 1,3 \text{ см}^2.$$

Минимальная площадь шлицев вала, работающая на срез,

$$F'_{ш \max} = b_{ш} l_{ш} = 0,59 \cdot 4,75 = 2,8 \text{ см}^2.$$

Напряжение смятия

$$\sigma_d = \frac{P_{ш}}{F_{ш \min}} = \frac{400}{1,3} = 312 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение среза

$$\tau' = \frac{P_{ш}}{F'_{ш \max}} = \frac{400}{2,8} = 143 \text{ кг/см}^2.$$

Материал ступицы — сталь 20.

Педаля сцепления воспринимает усилие ноги водителя.

За расчетное усилие принято $P_n = 40 \text{ кг}$.

Педаля подвержена изгибу; за опасное сечение принимаем сечение АА (см. фиг. 125):

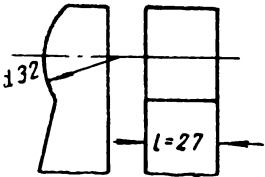
$$M_{AA} = P_n (R_1 - R_2) = 40 (45 - 8,3) \approx 1470 \text{ кгсм}.$$

Момент сопротивления сечения на изгиб

$$W_{AA} = \frac{1}{6} [2 \cdot 3^2 - (2 - 1,2) (3 - 2 \cdot 0,5)] = 2,73 \text{ см}^3.$$

Напряжение изгиба

$$\sigma = \frac{M_{AA}}{W_{AA}} = \frac{1470}{2,73} = 540 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 128. Расчетные размеры выступа отводки.

Материал — ковкий чугун КЧ 37-12.

Пружина 3 педали сцепления. Наибольшее усилие, действующее на пружину, $P_{ом} = 50 \text{ кг}$.

Напряжение кручения

$$\tau = \frac{8P_{ом}D_{ср}}{\pi d^3} = \frac{8 \cdot 50 \cdot 2,8}{3,14 \cdot 0,4^3} = 5570 \text{ кг/см}^2,$$

где $D_{ср}$ — средний диаметр пружины;

d — диаметр проволоки пружины.

Материал проволоки — сталь 65Г.

По этому же методу рассчитывается пружина 4 и оттяжная пружина нажимного диска.

Вилка отводки. Так как вилка, рычаги и тяги расположены до упора (считая со стороны сцепления), то они нагружаются усилием нажимной пружины. Вилка отводки работает при выключенном сцеплении. Контактное напряжение между вилкой и сухарем отводки при выключенном сцеплении определяем из выражения

$$\sigma_{с.м} = \frac{0,59}{l} \sqrt{\frac{P_a E}{d}} = \frac{0,59}{2,7} \sqrt{\frac{296 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{3,2}} = 3040 \text{ кг/см}^2,$$

где $l = 2,7 \text{ см}$ — ширина опорного выступа отводки (фиг. 128);

$d = 3,2 \text{ см}$ — диаметр опорной поверхности отводки;

$P_a = 296 \text{ кг}$ — усилие пружины при выключенном сцеплении.

Расчет вилки на прочность у основания аналогичен расчету рычага вала вилки.

Материал вилки — сталь 35. Материал сухаря — сталь 20 (цианировать).

Рычаг вала вилки отводки (см. фиг. 125). Рычаг работает на изгиб. Напряжение на изгиб от силы P_a при выключении сцепления без учета усилия пружины 4 определяется из выражения

$$\sigma = \frac{P_a l_2}{i_n W_{BB}} = \frac{296 \cdot 5,8 \cdot 9}{11 \cdot 1,5} = 935 \text{ кг/см}^2,$$

где

$$W_{BB} = \frac{b^2 h}{6} = \frac{3^2 \cdot 1}{6} = 1,5 \text{ см}^3.$$

Материал рычага — сталь 50.

В случае изгиба рычага в вертикальной плоскости он работает также на кручение.

Методика расчета остальных рычагов остается такой же.

Расчеты тяг, пальцев и прочих деталей сцепления и привода не приводятся, так как они по своей методике аналогичны уже приведенным расчетам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Блохин Г. Е., Авиационные муфты трения, Оборонгиз, 1955.
2. Бухарин Н. А., Тормозные системы автомобилей, Машгиз, 1950.
3. Гольд Б. В., Проектирование автомобилей, Машгиз, 1956.
4. Зимелев Г. В., Теория автомобиля, Воениздат, 1951.
5. Иванов Е. А., Муфты приводов, Машгиз, 1954.
6. Иванов Ю. Б., Методика расчета гасителей крутильных колебаний, «Автомобильная промышленность» № 5, 1958.
7. Крагельский И. В., Трение в машинах и механизмах, Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 2, Машгиз, 1948.
8. Крживицкий А. А., Чистозвонов С. Б., Брискин М. И., Импортные автомобили моделей 1941—1943 гг., Машгиз, 1945.
9. Крюков А. Д. и Кирдяшев Ю. Н., Экспериментальное определение коэффициента трения фрикционных муфт, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 1, 1955.
10. Куликов Н. К. Оценка приемистости автомобильного двигателя, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 10, 1952.
11. Лаптев С. А., Методы количественной оценки режимов работы автомобиля и его механизмов, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 4, 1952.
12. Лукин П. П., Динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 3, 1956.
13. Лунев И. С. и др., Динамические нагрузки силовой передачи автомобиля «Москвич», «Автомобильная и тракторная промышленность» № 4, 1955.
14. Малаховский Я. Э. и Иванов Ю. Б., Развитие конструкций автомобилей, вып. 13, Машгиз, 1955.
15. Пономарев С. Д., Расчет и конструкция витых пружин, ОНТИ, 1938.
16. Пономарев С. Д., Новые методы расчета пружин, Машгиз, 1946.
17. Чудаков Е. А., Расчет автомобиля, Машгиз, 1947.
18. Чудаков Е. А., Малаховский Я. Э., Атласы конструкций советских автомобилей, ч. 1—5, Машгиз, 1948—1954.
19. Феодосьев В. И., Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов, ГИТТЛ, 1953.
20. Феодосьев В. И., Новые методы расчета пружин, Машгиз, 1946.
21. Харкевич А. А., Автоколебания, Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1953.
22. Хельдт П., Автомобильные сцепления и коробки передач, Машгиз, 1947.
23. Цитович И. С., Динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля, «Машиностроитель Белоруссии», вып. 2 (3), Госиздат БССР, 1957.
24. Auto — Typenbuch, VEB, 1955.
25. Britisches Patent № 709. 115 ATZ № 1, 1956.
26. B ü s s i e n, Automobil-technisches Handbuch, 1954.
27. Commercial Transport, XII, 1957.
28. F ö r s t e r, H., Automatische Fahrzeugkupplungen, ATZ № 3, 1959.
29. Transaction of ASME, m. 50 № 2, 1938.

30. La vie automobile № 10, 1954.
 31. Le Bras, Les problemes des garnitures de freines et embrayages, SIA 28, № 8, 1955.
 32. Michel W., Drive line for High — Speed Truck Engines, SAE, Transaction, 1954.
 33. Moore Research lenght of truck clutches, Motor Transport, West, № 10, 1958.
 34. Perrot H., Erpelding N., Perrot P., Le freinage de vehicules automobiles sur route, Paris, 1956.
 35. SAE, Handbook, 1954.
 36. Techniques nouvelles, № 111, 1955.
-

СОДЕРЖАНИЕ

От редактора	3
Предисловие	4
Требования, предъявляемые к автомобильным сцеплениям	5
Классификация автомобильных сцеплений	9
Принципиальные схемы и конструкции дисковых сцеплений	16
Основные детали дисковых сцеплений	40
Ведомые диски	40
Нажимные диски	43
Фрикционные кольца	46
Нажимные пружины	55
Отжимные и нажимные рычаги	58
Кожух сцепления	61
Картер сцепления	64
Гаситель колебаний	66
Условия работы автомобильных сцеплений	72
Основные параметры сцеплений	86
Коэффициент запаса сцепления	86
Удельное давление	91
Удельная работа буксования	93
Повышение температуры деталей сцепления в процессе буксования	96
Основные параметры гасителей колебаний	97
Определение параметров и размеров сцепления и расчет его основных деталей	99
Размеры фрикционных колец	99
Нажимное усилие	101
Размеры нажимных пружин	104
Определение характеристики и расчет на прочность тарельчатых пружин	109
Механизм включения и выключения сцепления	129
Детали, передающие крутящий момент от маховика двигателя к нажимному диску	135
Ступица ведомого диска	138
Параметры гасителя колебаний	142
Балансировка сцепления	144
Привод сцепления	146
Принципиальные схемы приводов сцеплений	146
Основные параметры неавтоматического привода сцепления	157
Расчет основных деталей привода	159
Педаль сцепления	160
Ось и валик педали сцепления	161
Тяги и штанги	161
Рычаги привода	162
Вилка выключения сцепления	162
Данные по установке и регулировке сцепления	165
Установочные размеры сцепления и привода	165
Регулировка сцепления	168
<i>Приложение. Пример поверочного расчета сцепления</i>	<i>171</i>
<i>Литература</i>	<i>189</i>

Яков Эммануилович М а л а х о в с к и й
Александр Альбертович Л а п и н

СЦЕПЛЕНИЯ

Редактор издательства *С. Л. Мартенс*
Технический редактор *А. Ф. Уварова*
Корректор *А. М. Усачева*

Сдано в производство 23/IX 1959 г.

Подписано к печати 25/I 1960 г.

Т-02239 Тираж 3500 экз.

Печ. л. 12,0 Уч-изд. л. 12,0

Бум. л. 6,0 Формат 60×92/16 Зак. 711

Типография № 6 УПП Ленсовнархоза
Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
122	3-я снизу	$\tilde{w}_2 = \int_e \frac{M_p M_1}{E J_x} ,$	$\tilde{w}_2 = \int_e \frac{M_p M_1}{E J_x} dr,$
123	5-я »	$\tilde{w}_2 = \int_e^a \frac{a \frac{P_2}{n} (r-e)(r-e)}{E \frac{\pi \eta r h^3}{6n}} .$	$\tilde{w}_2 = \int_e^a \frac{P_2}{n} \frac{(r-e)(r-e)}{E \frac{\pi \eta r h^3}{6n}} dr.$
123	3-я »	$= \frac{6 - P_2 e^2}{E \pi \eta h^3}$	$= \frac{6 P_2 e^2}{E \pi \eta h^3}$
135	12-я сверху	2570	9570
177	14-я снизу	$= \frac{A^2 M'}{M' - \frac{M_a}{i_k}}$	$\frac{A^2 M'}{\left(M' - \frac{M_a}{i_k} \right)^2}$
177	8-я »	$+ \frac{G_2 \psi^2}{R} +$	$+ \frac{G^2 \psi^2}{k} +$

7 руб.

ВИНЧЕНІЯ
СЦЕПЛЕНІЯ



Москва, Третьяковский проезд, 1