

Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический университет



РАСЧЕТ СЦЕПЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания
к курсовому проекту по дисциплине «Автомобили»
для студентов специальности 07.070106
"Автомобили и автомобильное хозяйство"
всех форм обучения

Севастополь
2008

Методические указания к курсовому проекту по дисциплине "Автомобили". Расчет сцепления / Сост. В.Н. Торлин, В.В. Мешков, Т.А. Рогозина, А.А. Ветрогон, А.Г. Остренко. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2008. – 36 с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам при выполнении курсового проекта по дисциплине «Автомобили». Излагаются основные теоретические сведения, порядок расчёта разных конструкций сцеплений автомобилей.

Методические указания предназначены для студентов специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство" всех форм обучения.

Методические рекомендации рассмотрены и утверждены на заседании кафедры Автомобильного транспорта (протокол № 4 от 19.11. 2008 г.)

Допущено учебно–методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний

Рецензент: Новосёлов Ю.К. доктор техн. наук, проф. кафедры Технологии машиностроения

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие теоретические сведения	4
1.1 Общее устройство и принцип действия фрикционного сцепления	4
2. Расчёты основных параметров сцепления	14
2.1 Расчёт параметров ведущего диска	14
2.2 Расчёт нажимных пружин	18
2.3 Расчёт параметров нажимного диска	20
2.4 Расчёт параметров диафрагменной пружины	20
2.5 Расчёт параметров привода сцепления	22
Библиографический список.....	27
Приложение А (Справочное)	28
Приложение Б	29

1. ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Сцепление является головным узлом трансмиссии. Оно размещено между двигателем и коробкой передач и предназначено для кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии и их соединения вновь с необходимой плавностью [1]. Сцепление служит также для предохранения деталей трансмиссии от динамических перегрузок.

Кратковременное отъединение двигателя от трансмиссии необходимо при переключении передач, при торможении автомобиля, а также при пуске двигателя в холодную погоду, чтобы снизить сопротивление проворачиванию коленчатого вала.

Плавное соединение двигателя и трансмиссии необходимо при трогании автомобиля с места, т.е. при разгоне от начальной скорости до скорости, соответствующей минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала; после переключения передач; при маневрировании автомобиля.

На рисунке 1.1 приведена структурная схема анализа сцепления автомобилей. В соответствии с назначением конструкция сцепления отличается тем, что связь между ведущими и ведомыми его частями осуществляется регулируемой силой механического трения (фрикционное сцепление), гидродинамическими силами (гидромуфта) или электромагнитным полем (электромагнитное сцепление). Эти способы связи между ведомыми и ведущими частями сцепления обеспечивают возможность вращения их с различной угловой скоростью (с буксованием), что необходимо для плавного соединения двигателя и трансмиссии, а также ограничивают передаваемый крутящий момент [3].

Преобладающе распространены фрикционные сцепления, так как они отличаются простотой конструкции, надежностью в работе, малыми размерами и массой.

1.1 Общее устройство и принцип действия фрикционного сцепления

Фрикционное сцепление (рисунок 1.2) состоит из нескольких групп деталей [2,4,5]:

ведущие детали: упорный диск, в качестве которого обычно используют маховик 1 двигателя, нажимной диск 4 и кожух 13 сцепления;

ведомые детали: ведомый диск 3 с фрикционными накладками и устройством для гашения крутильных колебаний, ведомый вал 10 сцепления, в качестве которого обычно используется первичный вал коробки передач;

нажимные пружины 14 и детали механизма выключения сцепления: рычаги 5, муфта 9 с упорным подшипником и вилка 11 выключения сцепления.

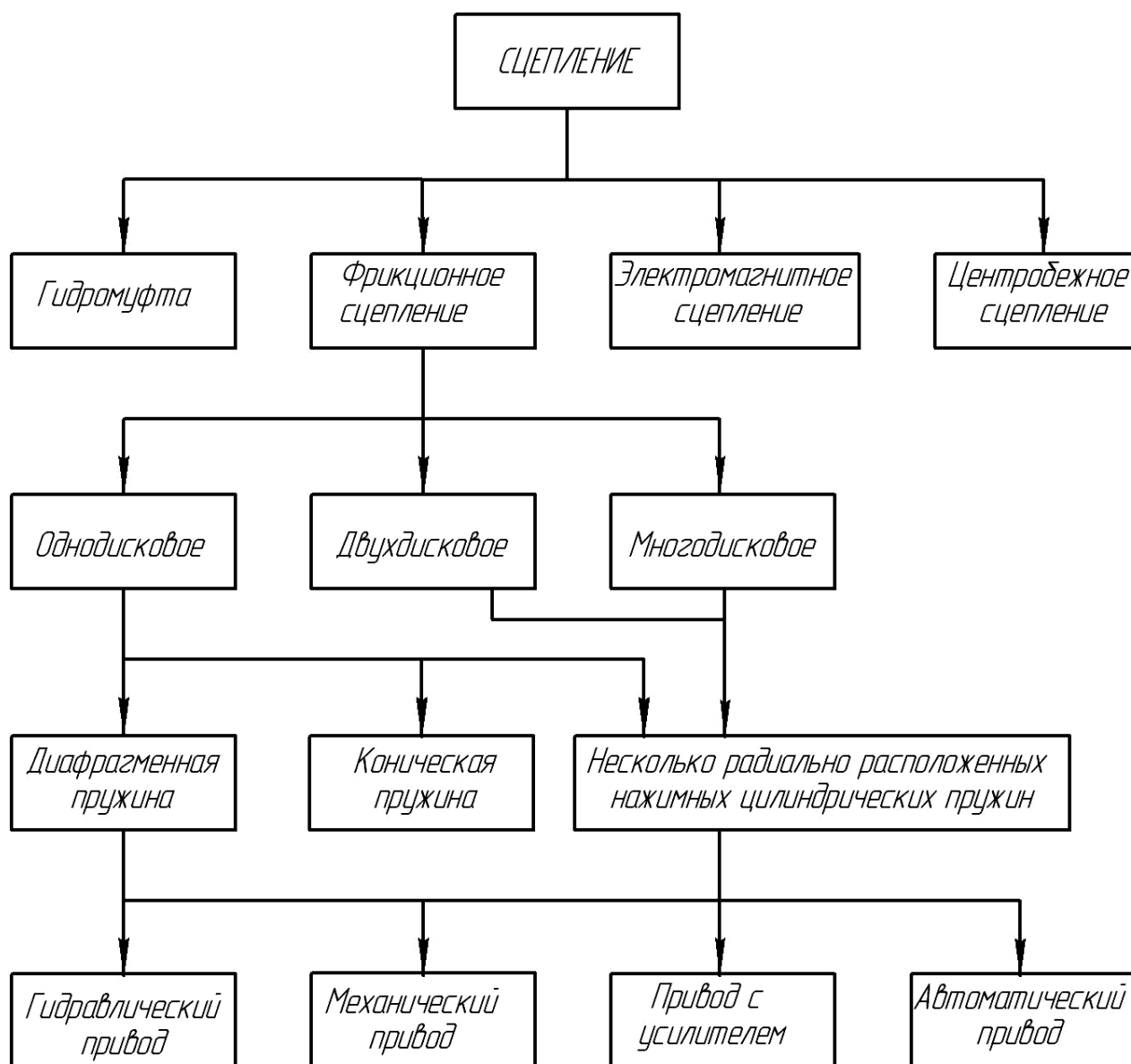


Рисунок 1.1 – Структурная схема вариантов исполнения автомобильных сцеплений

Привод сцепления связывает педаль 25 сцепления с вилкой 11 выключения сцепления. При отпущенной педали 25 сцепление включено – нажимной диск 4 под действием пружин 14 прижимает ведомый диск 3 к маховику, вследствие чего крутящий момент двигателя передается к ведомому диску и далее к первичному валу коробки передач.

При нажатии на педаль 25 под действием усилия, приложенного к педали, муфта 9 перемещается вперед, нажимает на внутренние концы рычагов 5 и, преодолевая усилие пружин 14, отводит нажимной диск 4, освобождая ведомый диск 3, – сцепление выключено.

На современных автомобилях преимущественно устанавливают одно– или двухдисковые сцепления сухого трения с периферийным расположением цилиндрических пружин или с центрально расположенной диафрагменной пружиной [6,7].

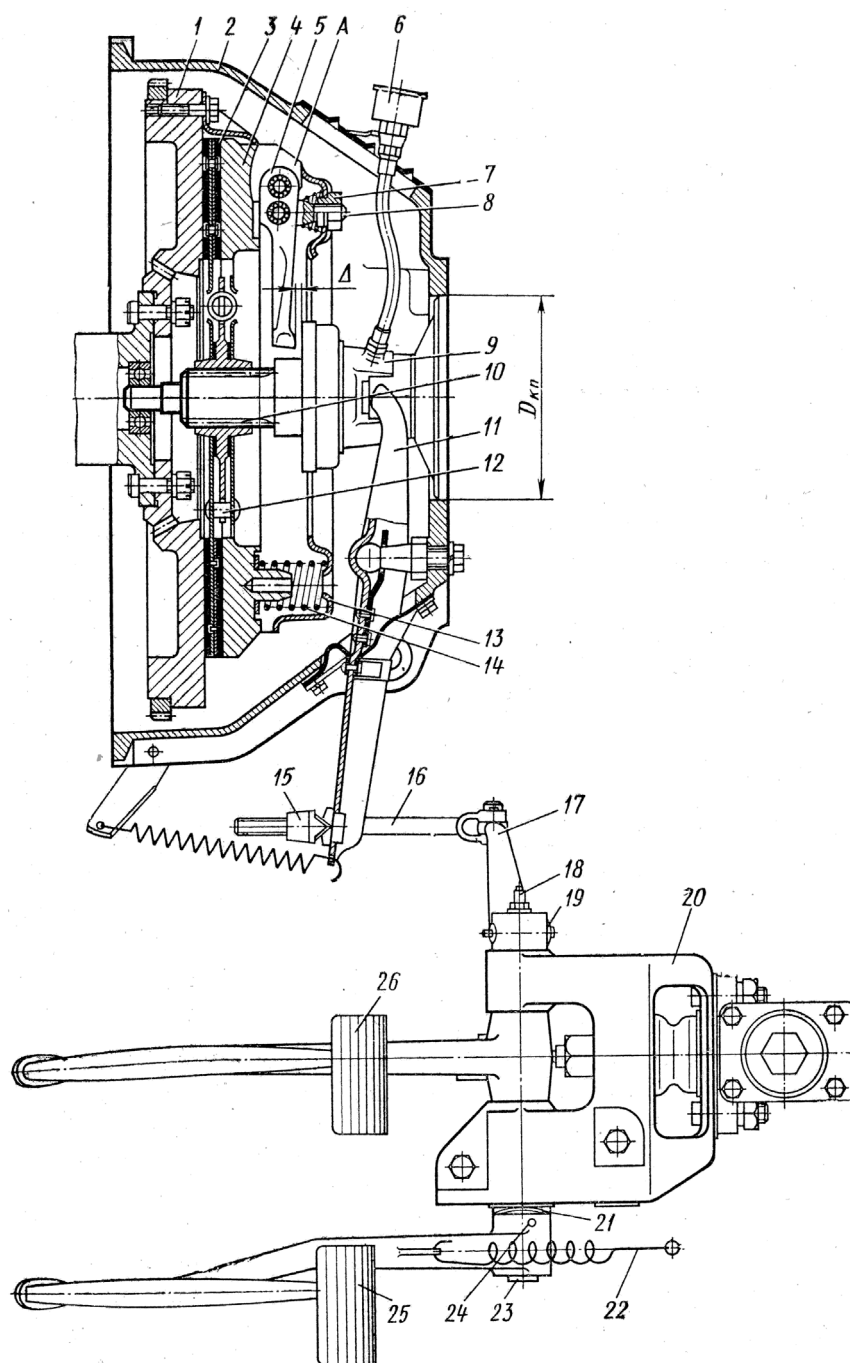


Рисунок 1.2 – Сцепление автомобиля ГАЗ-53А и его привод:

А — проушины; 1 — маховик; 2 — картер сцепления; 3 — ведомый диск; 4 — нажимной диск; 5 — рычаг выключения; 6 — масленка; 7 — регулировочная гайка; 8 — опорная вилка; 9 — муфта выключения; 10 — ведомый вал сцепления; 11 — вилка выключения; 12 — палец-ограничитель; 13 — кожух; 14 — нажимная пружина; 15 — регулировочная гайка привода выключения сцепления; 16 — регулировочная тяга; 17 — рычаг привода; 18 — пресс-масленка; 19 — стопорный штифт рычага привода; 20 — кронштейн педалей сцепления и тормоза; 21 — компенсационная шайба; 22 — возвратная пружина; 23 — валик педалей; 24 — стопорный штифт; 25 — педаль сцепления; 26 — педаль тормоза

Однодисковые сцепления просты по конструкции, отличаются достаточной чистотой выключения, малым моментом инерции ведомых деталей и хорошо отводят тепло. Однако при передаче значительного крутящего момента приходится увеличивать диаметры поверхностей трения или число нажимных пружин, что затрудняет управление сцеплением, вызывая необходимость приложения к педали большого усилия для выключения сцепления. Поэтому однодисковые сцепления применяют в тех случаях, когда передаваемый момент не превышает 700...800 Нм [4,5]. При больших значениях момента используют двухдисковые сцепления.

Двухдисковые сцепления отличаются от однодисковых наличием двух ведомых дисков и расположенного между ними ведущего диска. В результате возрастает число пар поверхностей трения ($z = 4$), что, как видно из формулы (76), позволяет увеличить момент трения или уменьшить диаметральные размеры сцепления либо нажимное усилие.

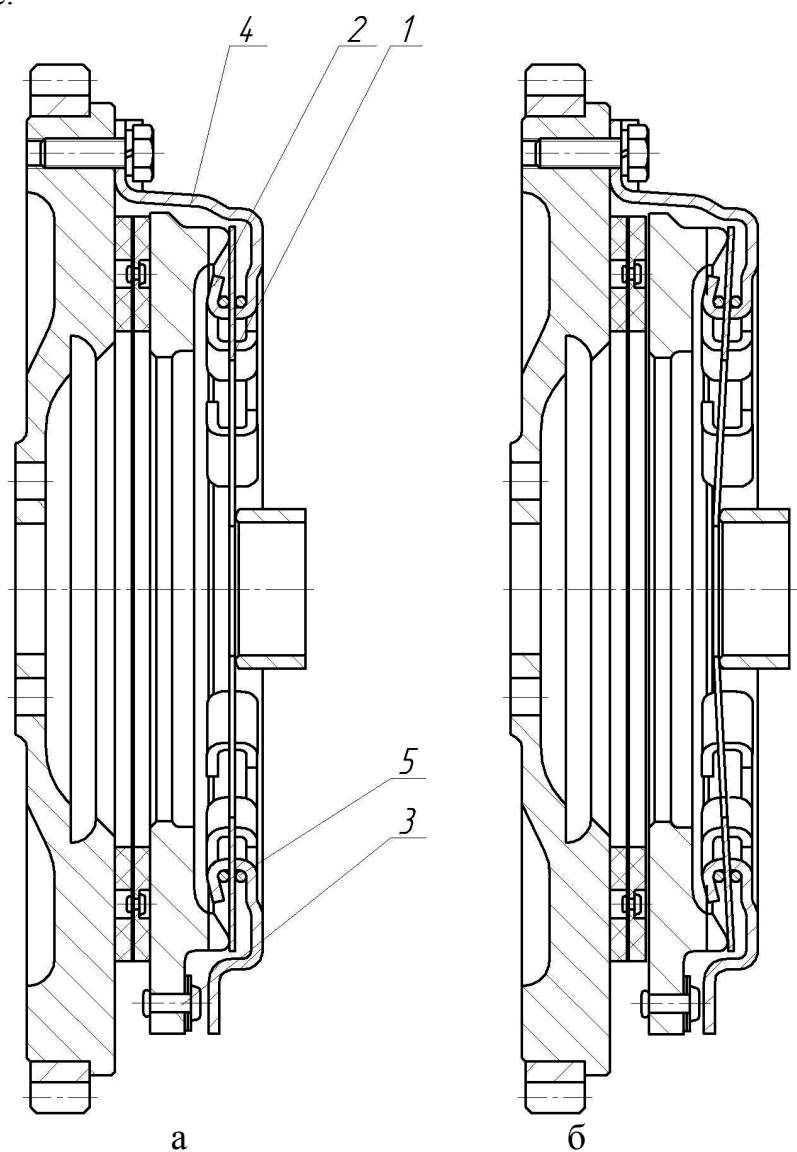


Рисунок 1.3 – Диафрагменная пружина сцепления и схемы сцепления в различных состояниях:

а – сцепление включено; б – сцепление выключено; 1 – пружина; 2 – опорное кольцо; 3 – заклепка; 4 – кожух сцепления; 5 – фиксатор

Особенности сцепления с диафрагменной пружиной обусловлены конструкцией пружины 1, которую штампуют из листовой пружинной стали. Она имеет форму усеченного конуса (рисунок 1.3). Пружина установлена между двумя опорными проволочными кольцами 2 и вместе с ними прикреплена к кожуху 4 сцепления ступенчатыми заклепками 3 (рисунок 1.3, а). При сборке сцепления и закреплении кожуха на маховике диафрагменная пружина, перегибаясь вокруг опорного кольца, расположенного со стороны кожуха сцепления, распрямляется и наружным краем оказывает на нажимной диск необходимое давление [2].

Сцепление выключают (рисунок 1.3, б) перемещением центральной части пружины в сторону маховика. При этом пружина перегибается вокруг опорного кольца, расположенного со стороны нажимного диска, и наружный край пружины, удаляясь от маховика, увлекает за собой нажимной диск, освобождая ведомый.

Ведомые диски различных сцеплений в основном устроены одинаково. Наиболее совершенную конструкцию имеет диск сцепления автомобиля «Волга» ГАЗ–24 (рисунок 1.5). К стальному диску 9 приклепаны пластинчатые пружины 3, а к ним заклепками 2 – фрикционные накладки (кольца) 1. Этот комплект деталей установлен на ступице 11 с осевым натягом, создаваемым пружиной 6, и связан со ступицей пружинами 10 гасителя крутильных колебаний.

Пластинчатые пружины, заключенные между двумя фрикционными накладками, имеют волнистую форму, чем повышается плавность включения сцепления.

Фрикционные накладки 1 служат для увеличения трения. Их прессуют из смеси коротких асбестовых волокон, металлического или минерального наполнителя и связующего вещества, в качестве которого обычно применяют синтетические смолы. Каждое кольцо соединено с пластинчатыми пружинами заклепками.

Ступица 11 является базовой деталью, объединяющей все элементы ведомого диска в одно изделие. Она предназначена для соединения ведомого диска с первичным валом коробки передач. Ее изготавливают из среднеуглеродистой стали; заготовку получают объемной штамповкой. С первичным валом коробки передач ступица соединена эвольвентными шлицами.

Для снижения колебаний в трансмиссии автомобиля применяют обычно включенные последовательно гасители колебаний [4,6,7]. Они установлены, как правило, в ведомом диске сцепления. Гаситель колебаний представляет собой муфту, упругость которой суммируется с упругостью основной крутильной системы, что изменяет собственные частоты и может позволить вывести наиболее опасные резонансные режимы из зоны эксплуатационных скоростей. В реальных конструкциях трансмиссий осуществить это не удастся. Главная функция гасителей крутильных колебаний — снижение до минимальной величины инерционных моментов при возникновении резонансных режимов. Различия в конструктивных схемах гасителей колебаний

(рисунок 1.4) зависят от типа применяемых упругих элементов (пружина, резина) и устройств, создающих момент трения.

Наибольшее распространение получили гасители с цилиндрическими пружинами и фрикционными элементами [2,6,7]. Необходимый момент трения в гасителях создается посредством фрикционных элементов, расположенных между ступицей и ведомым диском. Давление между ними обусловлено деформацией дисков при их склепывании (рисунок 1.4, а). Такие гасители с нерегулируемым моментом трения более просты по своей конструкции, но не обладают стабильным моментом трения.

При износе фрикционных колец момент трения может быть настолько уменьшен, что гаситель колебаний будет работать как обычная упругая муфта. Для обеспечения большей стабильности нажимного усилия в системе гасителя устанавливают тарельчатые пружины, которые дают возможность обеспечить постоянство момента трения при износе фрикционных колец (рисунок 1.4, б).

На рисунке 1.4, в представлен ведомый диск с гасителем колебаний, в котором нажимное усилие сжатия обеспечивается центральной пружиной малой жесткости, упирающейся в отбортовку упорной шайбы, зафиксированной в канавке ступицы ведомого диска.

В гасителях колебаний с резиновым упругим элементом, обладающим большим внутренним трением (рисунок 1.4, г), нет необходимости устанавливать специальные фрикционные элементы. Однако, несмотря на простоту конструкции, гасители колебаний с резиновым упругим элементом не получили широкого применения вследствие значительного момента инерции ведомого диска. Кроме того, тепловой режим в муфте сцепления обуславливает применение специальной резины.

Общим недостатком приведенных выше конструкций является то, что они эффективно работают лишь на одном нагрузочном режиме (обычно при максимальном моменте двигателя) [4,5]. В настоящее время существуют гасители с более сложной конструкцией, позволяющие эффективно гасить колебания и при нагрузках в других диапазонах. Такие гасители имеют переменные упругие и гистерезисные характеристики (рисунок 1.4, д, е). Переменная упругая характеристика обеспечивается последовательным включением в работу пружин гасителя за счет разности размеров окон ступицы и ведомого диска сцепления l_1 и l_2 . Изменение момента трения осуществляется включением в работу различного числа фрикционных колец посредством набора специальных пластин.

Главными параметрами гасителя являются момент замыкания, относительный угол перемещения поверхностей трения, определяемый жесткостью гасителя, а также момент трения гасителя. Малая жесткость упругих элементов обеспечивает возрастание относительного перемещения поверхностей трения и дает возможность увеличить работу трения. Момент замыкания, определяемый максимальной деформацией пружин гасителя, выбирают с таким расчетом, чтобы гаситель не выключался из работы при движении автомобиля в различных дорожных условиях.

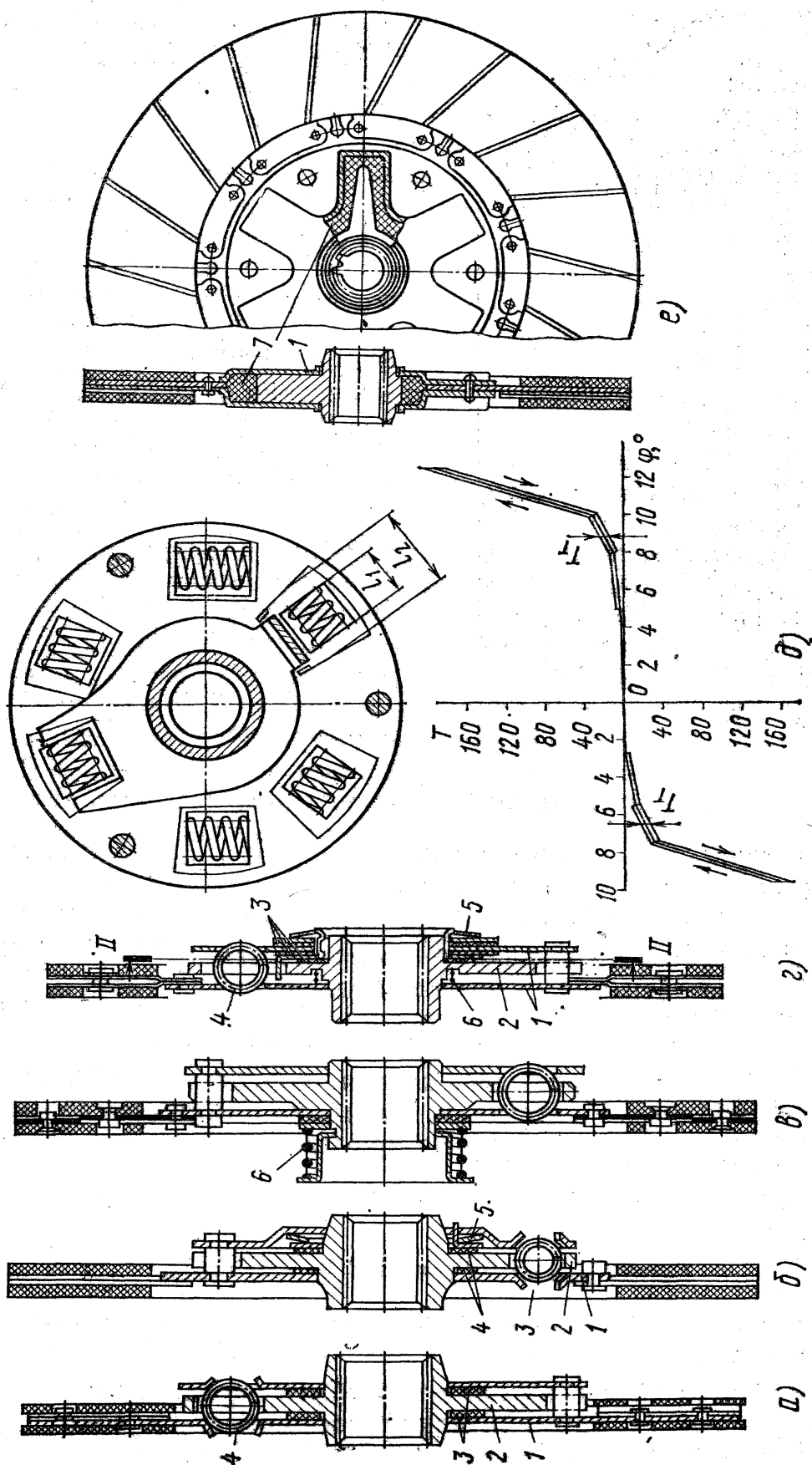


Рисунок 1.4 – Гасители крутильных колебаний:

1 – ведомый диск; 2 – ступица; 3 – фрикционные кольца; 4, 5, 6 – пружины соответственно демпферные, тарельчатые и цилиндрические; 7 – резиновый упругий элемент

Применение гасителя крутильных колебаний вызвано тем, что трансмиссия автомобиля является системой, в которой из-за неравномерности вращения коленчатого вала двигателя возникают крутильные колебания. Эти колебания создают дополнительные динамические нагрузки на трансмиссию, достигающие особо опасных значений при резонансе.

Гаситель крутильных колебаний устроен и работает следующим образом. В прямоугольных отверстиях, сделанных в дисках 9 и 12 и во фланце ступицы 11, установлены тангенциально расположенные пружины 10. Они называются демпферными пружинами и являются упругим элементом гасителя. Диск 9, зажатый между фланцем ступицы и неподвижной относительно ступицы шайбой 5, образует с этими элементами фрикционную часть гасителя, в которой необходимое постоянное нажимное усилие создается пружиной 6.

При таком устройстве гасителя крутильных колебаний крутящий момент двигателя передается от ведомого диска к его ступице через демпферные пружины [3]. Вследствие этого, во-первых, изменяется жесткость системы при кручении; во-вторых, в случае возникновения крутильных колебаний диск 9 смещается относительно диска 12 фланца ступицы, причем во фрикционной части гасителя происходит превращение энергии крутильных колебаний в теплоту, рассеиваемую в окружающее пространство.

Кожух сцепления изготавливают холодной штамповкой из листовой стали 08 или стали 10 толщиной 2,5...4 мм. Его формы и размеры зависят от конструкции сцепления; их выявляют при эскизной компоновке всего узла. Кожух прикреплен к маховику шестью – восьмью винтами, его центрируют ими или специальными установочными штифтами.

Нажимной диск, как и маховик, изготовлен обычно из серого чугуна. Диаметральные размеры диска обусловлены размерами поверхности трения ведомого диска.

Поверхность нажимного диска, обращенную к ведомому диску, срабатывают до получения поверхности высокого качества. На противоположной стороне диска в сцеплениях с периферийно расположенными пружинами имеются бобышки для центрирования пружин и выкупы – проушины А (рисунок 1.2) для крепления рычагов выключения сцепления; в сцеплениях с диафрагменной пружиной – упорный кольцевой выступ для пружины и несколько равномерно расположенных отверстий для приклепывания к диску фиксаторов 5 (рисунок 1.3) пружины.

Для передачи части крутящего момента от маховика к нажимному диску его соединяют с маховиком при помощи выступов – проушин 1, плотно входящих в прямоугольные отверстия кожуха (рисунок 1.6); тангенциально расположенных упругих пластин, один конец которых приклепывают к кожуху сцепления, а другой прикрепляют винтом к нажимному диску (автомобиль ЗИЛ–130); шипов, равномерно расположенных по окружности нажимного диска и входящих в пазы маховика (автомобиль МАЗ–500).

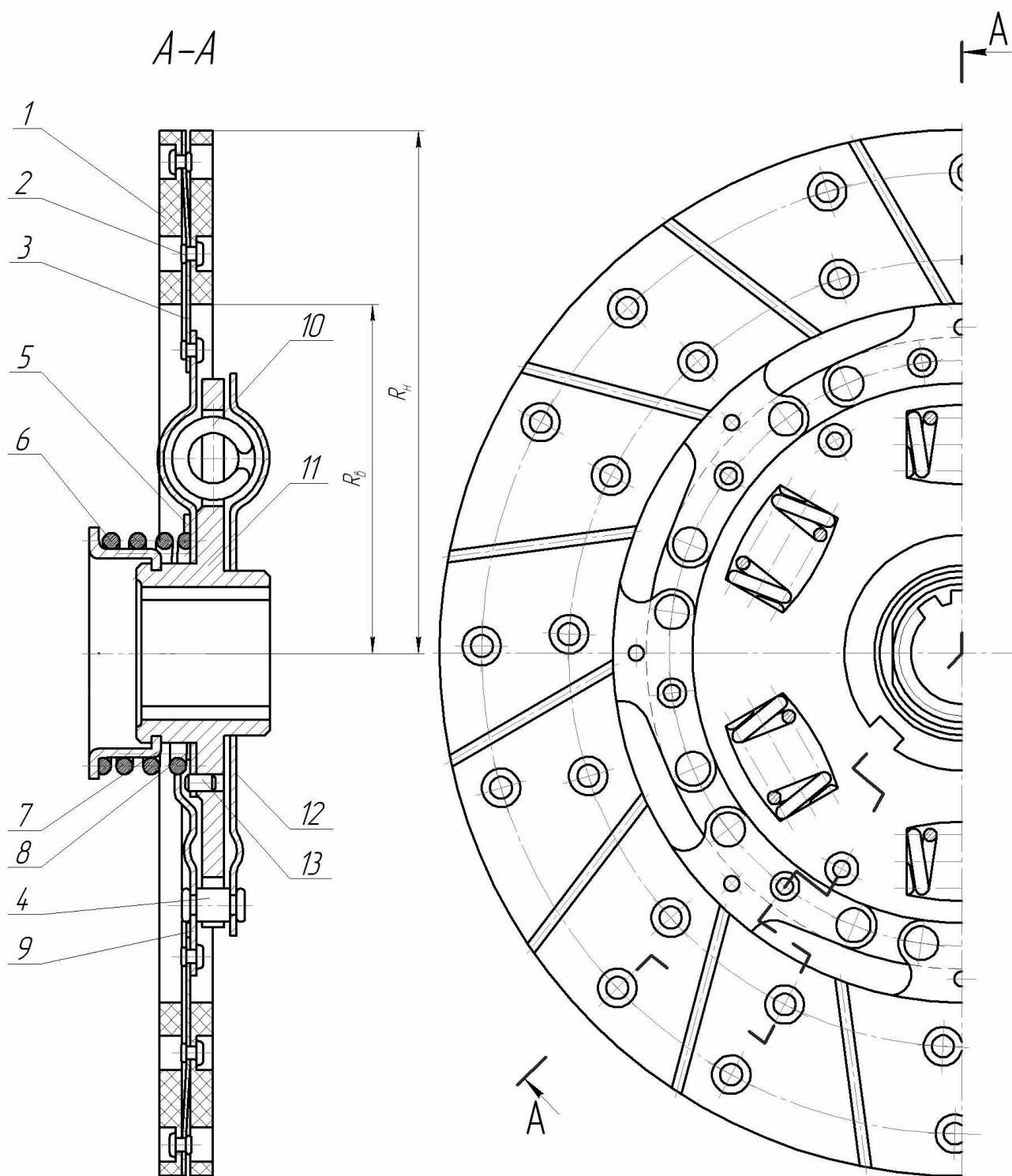


Рисунок 1.5 – Ведомый диск сцепления автомобиля «Волга» ГАЗ-24:

1 – фрикционная накладка; 2 – заклепка; 3 – пластинчатая пружина; 4 – палец; 5 – шайба гасителя крутильных колебаний; 6 – пружина гасителя; 7 – упор пружины; 8 – теплоизолирующая шайба; 9 и 12 – диски; 10 – пружина гасителя; 11 – ступица; 13 – балансировочный груз

Нажимной диск является также «тепловой губкой», воспринимающей, а затем рассеивающей тепло, выделяющееся при буксовании сцепления, Муфта и вилка выключения сцепления. Муфта 8 (рисунок 1.6) выключения сцепления изготовлена из серого чугуна и свободно посажена на удлиненную часть

Вилку выключения сцепления для легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности изготавливают холодной штамповкой из листовой стали и прикрепляют к картеру маховика при помощи шаровой опоры (рисунок 1.2).

Для грузовых автомобилей большой (а иногда и средней) грузоподъемности (автомобили МАЗ–500, ЗИЛ–130) применяют вилки выключения сцепления, изготовленные методом объемной штамповки. В этом случае вилку насаживают на вал или отковывают как одно целое с валом, который устанавливают на бронзовых втулках, запрессованных в соосно расположенные отверстия в приливах картера сцепления. На выходной конец вала надевают рычаг, являющийся деталью привода сцепления. Подшипники вала смазывают консистентной смазкой.

Цилиндрические нажимные пружины расположены между кожухом сцепления и нажимным диском, равномерно распределенными по периферии диска группами. Для правильной установки пружины на кожухе предусматривают цилиндрические отбортовки, а на нажимном диске – бобышки, входящие внутрь пружины. Под пружины со стороны нажимного диска подкладывают теплоизолирующие шайбы.

2. РАСЧЁТЫ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СЦЕПЛЕНИЯ

2.1 Расчёт параметров ведущего диска

Расчет начинают с расчета среднего радиуса трения R_{cp} , м:

$$R_{cp} = \sqrt[3]{\frac{\beta M_{k \max}}{2\pi P_0 \mu z k}}, \quad (2.1)$$

где $\beta = 1,75 \dots 2,5$ – коэффициент запаса зацепления; $M_{k \max}$ – максимальное значение крутящего момента двигателя, Нм; $P_0 = 0,15 \dots 0,30 \text{ МПа}$ – давление на фрикционную накладку; $\mu = 0,25 \dots 0,35$ – коэффициент трения фрикционных поверхностей; z – количество поверхностей трения (у однодисковых $z = 2$, у двухдисковых $z = 4$); $k = 0,375 \dots 0,63$ – коэффициент ширины фрикционной накладки.

С повышением максимального крутящего момента двигателя $M_{k \max}$, увеличивается ширина b фрикционной накладки:

$$b = k R_{cp}. \quad (2.2)$$

Внешний диаметр фрикционной накладки определяется согласно выражению:

$$D = 2R_{cp} + b. \quad (2.3)$$

Вычисленную величину D округляют согласно с ГОСТ 1786–88 (таблица А.1). Если вычисленное значение не совпадает ни с одним из приведенных стандартов, то выбирают ближайшее наибольшее и принимают его действительным значением диаметра фрикционной накладки D_{np} . Величина внутреннего диаметра d фрикционной накладки, также корректируется согласно таблице А.1.

Действительное значение среднего радиуса трения:

$$R_{cp} = \frac{D_{np} + d_{np}}{4}, \quad (2.4)$$

Нормальная сила, действующая на поверхности трения определяется по формуле:

$$P_H = \frac{\beta M_{k \max}}{\mu R_{cp} z}, \quad (2.5)$$

Если значение P_H получится больше чем $9...10кН$, то для облегчения работы зацепления разумно увеличить число поверхностей трения.

В обычном состоянии сцепление постоянно включено, а передаваемый им крутящий момент ограничивается моментом трения в сцеплении:

$$M_c = \mu P_H z R_{cp} \dots \dots \dots (2.6)$$

Одним из параметров, определяющим износостойкость фрикционных накладок и тепловыделение в сцеплении, является удельная работа трения (буксования) $L_{y\partial}$. Поэтому, после нахождения размеров фрикционных накладок проверяют, удовлетворяется ли условие

$$L_{y\partial} = \frac{L_{\partial}}{F} = \frac{L_{\partial}}{[z\pi(R_n^2 - R_g^2)]} \leq (1,0...1,5) \cdot 10^6 \frac{Дж}{м^2}, \quad (2.7)$$

где L_{∂} – работа буксования в сцеплении при одном трогании автомобиля с места на первой передаче при $\psi = 0,1$, Дж; R_n, R_g – наружный и внутренний радиусы фрикционных накладок, соответственно, м.

Работа буксования определяется по формуле:

$$L_{\sigma} = \frac{M_c I_m I_a \omega_m^2}{2I_m (M_c - M_{\delta}) + I_a (M_c - M_{k \max})}, \quad (2.8)$$

где I_m – момент инерции маховика и приведённых к нему деталей двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; I_a – момент инерции массы автомобиля, приведённый к ведомому диску сцепления, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω_m – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте, с^{-1} ; M_{δ} – момент сопротивления дороги, приведённый к ведомому диску сцепления, Нм .

Момент инерции маховика I_m составляет приблизительно 90% момента инерции всех движущихся частей двигателя. Поэтому размеры маховика, которые выбирают из конструктивных соображений (возможности размещения сцепления, осуществления привода от стартера и т.п.), должны удовлетворять условию:

$$I_m = m_m \left(\frac{D_m}{2} \right)^2, \quad (2.9)$$

где m_m – масса маховика, кг ; D_m – диаметр окружности, проходящей через центр тяжести половины диаметрального сечения маховика, м .

Момент инерции массы автомобиля, приведённый к ведомому диску сцепления определяется из выражения:

$$I_a = \frac{m_a R_k^2}{(U_0 U_{k1})^2}, \quad (2.10)$$

где m_a – масса автомобиля, кг ; R_k – динамический радиус качения колеса, м ; U_0 – передаточное отношение главной передачи; U_{k1} – передаточное отношение первой передачи.

Момент сопротивления дороги, приведённый к ведомому диску сцепления определяется по формуле:

$$M_{\partial} = \frac{m_a g f R_k^2}{\eta_{TP} U_0 U_{k1}}, \quad (2.11)$$

где f – коэффициент сопротивления качению ([1], таблица А.7); η_{TP} – КПД трансмиссии автомобиля.

Для передачи крутящего момента от ведомого диска на первичный вал коробки перемены передач применяется прямобочное шлицевое соединение. Кроме того, посадка ступицы на валу должна обеспечивать подвижность шлицевого соединения.

Диаметр первичного вала коробки перемены передач определяется из условия прочности:

$$D_{\partial} = \sqrt[3]{\frac{16 \beta M_{k \max}}{\pi [\tau]}}, \quad (2.12)$$

где $[\tau]$ – допустимое касательное напряжение на кручение, для стали 40Х $[\tau] = 115 \text{ МПа}$.

Исходя из рассчитанного диаметра вал, необходимо выбрать шлицевое соединение из стандартного ряда [2]. Выбранное сечение шлицов ступицы просчитывается на смятие и на срез:

$$\sigma_{см} = \frac{8 \beta M_{k \max}}{(D_{ш}^2 - d_{ш}^2) Z l} \leq [\sigma_{см}], \quad (2.13)$$

где $D_{ш}$ – наружный диаметр шлицев, м; $d_{ш}$ – внутренний диаметр шлицев, м; Z – число зубьев шлицевого соединения; l – длина шлицевого соединения, м; $[\sigma_{см}]$ – допустимое напряжение смятия, $[\sigma_{см}] = 30 \text{ МПа}$.

$$\tau_{ср} = \frac{4 \beta M_{k \max}}{(D_{ш} - d_{ш}) Z l b} \leq [\tau_{ср}], \quad (2.14)$$

где b – ширина зуба, подобранного шлицевого соединения, м; $[\tau_{ср}]$ – допустимое напряжение на срез, $[\tau_{ср}] = 15 \text{ МПа}$.

Момент замыкания гасителя крутильных колебаний определяется по формуле:

$$M_z = M_{k \max} + \Delta M_j = (1, 2 \dots 1, 4) M_{k \max}, \quad (2.15)$$

где ΔM_j – амплитуда крутильных колебаний при наиболее опасном резонансе.

Расчеты и эксперименты показали, что момент трения в зависимости от максимального момента двигателя для современных автомобилей:

$$M_m = (0,10 \dots 0,15) M_{k \max}. \quad (2.16)$$

2.2 Расчёт нажимных пружин

Число пружин i выбирают таким, чтобы нажимное усилие, приходящееся на одну пружину P_{np} , для автомобилей средней и малой грузоподъёмности составляла $600 \dots 700H$ и большой грузоподъёмности – до $1000H$.

$$P_{np} = \frac{P_n}{i}. \quad (2.17)$$

Расчёт пружины выполняют для определения её размеров, обеспечивающих необходимую характеристику пружины (рисунок 2.1). Нажимное усилие, P_{np} создаваемое одной пружиной, является следствием её деформации на величину f при установке на место. При выключении сцепления деформация пружины увеличивается на величину хода s нажимного диска, в результате чего сила упругости возрастает до значения $P_{np \max}$, которое и является расчетной нагрузкой на пружину.

Обычно принимают $P_{np \max} = 1,2 P_{np}$ и из условия прочности проволоки находят диаметр проволоки σ пружины, а затем средний диаметр D_{cp} витка по формулам:

$$\sigma = \sqrt{\frac{8 P_{np \max} c}{\pi [\tau_k]}}; \quad (2.18)$$

$$D_{cp} = c \sigma, \quad (2.19)$$

где c – индекс пружины; $c = \frac{D_{cp}}{\sigma} = 6 \dots 9$; $[\tau_k]$ – допускаемое напряжение при кручении проволоки, $[\tau_k] = 500 \dots 700 MPa$.

Число рабочих витков i_p пружины и ее деформации связаны зависимостями:

$$f_{\max} = f + s = \frac{8i_p D_{cp}^3 P_{np_{\max}}}{\sigma^4 G}; \quad (2.20)$$

$$f = \frac{8i_p D_{cp}^3 P_{np}}{\sigma^4 G}; \quad (2.21)$$

Вычитая почленно из первого уравнения второе и решив полученное выражение относительно i_p , имеем:

$$i_p = \frac{\sigma^4 G s}{\left[8 D_{cp}^3 (P_{np_{\max}} - P_{np}) \right]}, \quad (2.22)$$

где G – модуль упругости второго рода; для стальной проволоки (сталь 65 или 65 Г) $G = (8,0 \dots 8,3) \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

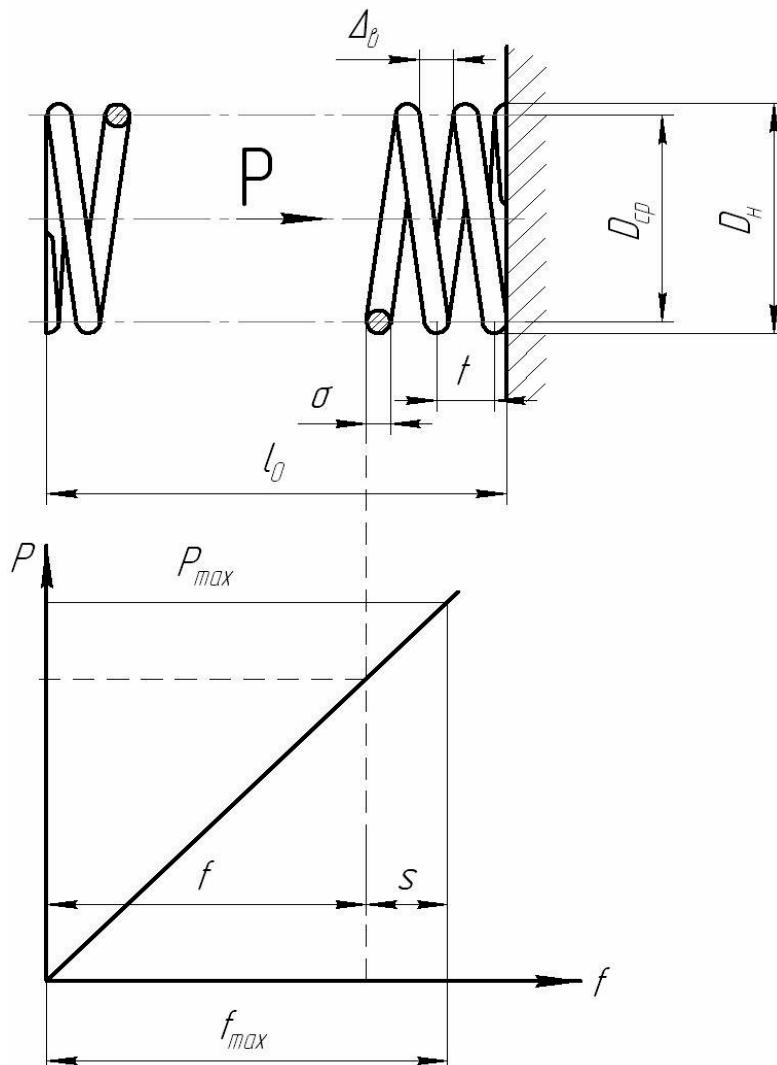


Рисунок 2.1 – Нажимная пружина и её характеристика

Длина пружины в свободном состоянии

$$l_0 = f_{\max} + i_0 \sigma + (i_0 - 1) \Delta_{\epsilon}, \quad (2.23)$$

где i_0 – полное число витков, $i_0 = i_p + 2$; Δ_{ϵ} – зазор между витками при выключенном сцеплении; принимают $\Delta_{\epsilon} = (0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

2.3 Расчёт параметров нажимного диска

Нажимной диск является «тепловой губкой» [3], воспринимающей, а затем рассеивающей тепло, выделяющееся при буксовании сцепления. Поэтому его делают массивным, в результате чего достигаются одновременно необходимые жёсткость и прочность диска. Массу m_o диска определяют при расчёте сцепления на нагревание при трогании автомобиля с места. Условие, обеспечивающее нормальный тепловой режим сцепления:

$$m_o \geq \frac{\gamma_L L_{\epsilon}}{c \Delta t}, \quad (2.24)$$

где γ_L – коэффициент, учитывающий, какая часть работы буксования L_{ϵ} воспринимается рассчитываемой деталью (для нажимного диска однодискового сцепления $\gamma_L = 0,5$; в двухдисковом сцеплении для среднего диска $\gamma_L = 0,5$, для нажимного $\gamma_L = 0,25$); Δt – увеличение температуры диска при одном трогании автомобиля с места, которое не должно быть больше 15 К ; c – удельная теплоёмкость (для чугуна $c = 482 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$).

2.4 Расчёт параметров диафрагменной пружины

Разрабатывая пружинную диафрагму, чертят ее расчетную схему (рисунок 2.2).

Значение D_I принимается приблизительно одинаковым с внешним диаметром фрикционной накладки.

Проектируя диафрагменную пружину принимают:

$$D_I/D_2 = 1.2 \dots 1.5;$$

$$D_I/D_{BH} = 2.5 \dots 3.5;$$

$$D_I/\delta = 75 \dots 100.$$

Силу $P_{\text{вык}}$, которая прикладывается к диафрагме при выключении сцепления, рассчитывают по формуле:

$$P_{\text{вык}} = P_H \frac{D_1 - D_c}{D_c - D_{\text{BH}}}, \quad (2.25)$$

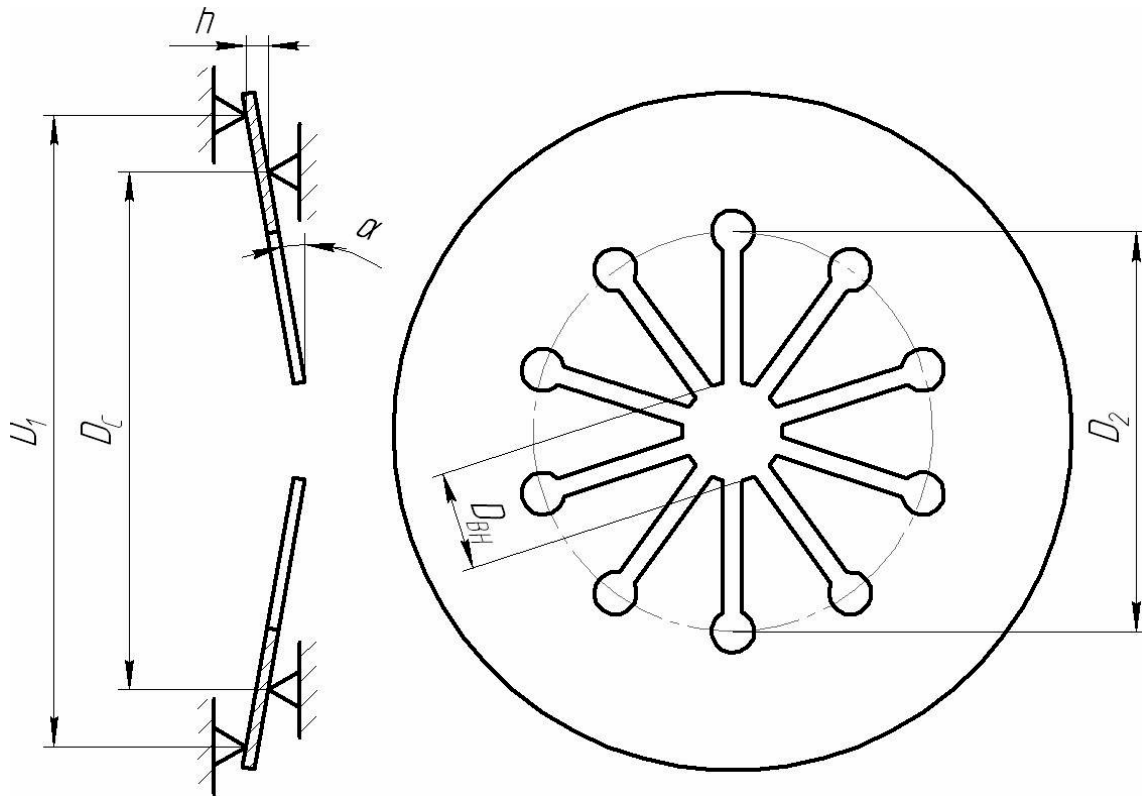


Рисунок 2.2 – Расчетная схема пружинной диафрагмы

Отношение h/δ характеризует нелинейность характеристики упругости пружины (принимают $h/\delta = 1,6 \dots 2,8$).

Проверяя пружину диафрагмы на прочность, вычисляют напряжение в середине основ лепестков, разрезанной части пружины с наибольшей деформацией (по плоскости), МПа:

$$\sigma = \frac{2P_{\text{вык}}D_2}{\delta^2(D_{\text{BH}} + D_2)} + \frac{0,25(D - D_2)\alpha^2 + \delta\alpha}{(1 - \mu_n^2)D_2} \leq [\sigma] = 1400 \text{ МПа}, \quad (2.26)$$

где $\mu \approx 0,26$;

$$D = \frac{D_1 - D_2}{\ln \frac{D_1}{D_2}}; \quad (2.27)$$

$$\alpha = \frac{2h}{D_1 - D_2}. \quad (2.28)$$

2.5 Расчёт параметров привода сцепления

Основными требованиями, которые предъявляют к приводу, являются: удобство и легкость управления, высокий КПД, наличие следящего действия, надежность, долговечность, простота обслуживания [2,6]. Удобство управления определяется ходом педали и величиной усилия, прикладываемого водителем к педали.

Приводы управления сцеплением автомобиля подразделяются на механические и гидравлические. Для грузовых автомобилей большей грузоподъемности применяют приводы с усилителями.

Механический привод сцепления прост в изготовлении и надежен в эксплуатации. Однако чем дальше расположено место водителя от сцепления, тем сложнее конструкция механического привода и ниже КПД. Это приводит к уменьшению его жесткости и увеличению свободного хода педали, обусловленному упругими деформациями и зазорами в шарнирных соединениях.

При механическом приводе сложнее выполнять уплотнения пола кузова и осуществлять передачу усилия от педали к сцеплению, так как двигатель установлен на упругих опорах.

Гидропривод имеет более высокий КПД и обладает большей жесткостью, что приводит к уменьшению свободного хода педали. Основную податливость в гидроприводе создают резиновые шланги. Такой привод хорошо приспособлен для дистанционного управления, дает возможность улучшить герметизацию кузова, удобен для автомобилей с опрокидывающейся кабиной. Гидропривод позволяет ограничить скорость перемещения нажимного диска при резком включении сцепления, что дает возможность уменьшить нагрузку трансмиссии автомобиля динамическим моментом. Гидропривод сложнее в изготовлении и эксплуатации. Расчетные схемы механического и гидравлического приводов представлены на рисунке 2.3.

Передаточное число механического привода:

$$U_{МП} = (a/b) \cdot (c/d) \cdot (e/f), \quad (2.29)$$

где a, b, c, d, e, f – геометрические параметры привода, см. рисунок 2.3. Обычно передаточное число привода равно $U_{П} = 30 \dots 45$.

Полный ход педали механического привода

$$S_{П} = S \cdot U_{МП} + \Delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}, \quad (2.30)$$

где $S_{П}$ — полный ход педали; S — ход нажимного диска; Δ — зазор между рычагами и муфтой выключения сцепления; $\Delta = 2 \dots 4$ мм.

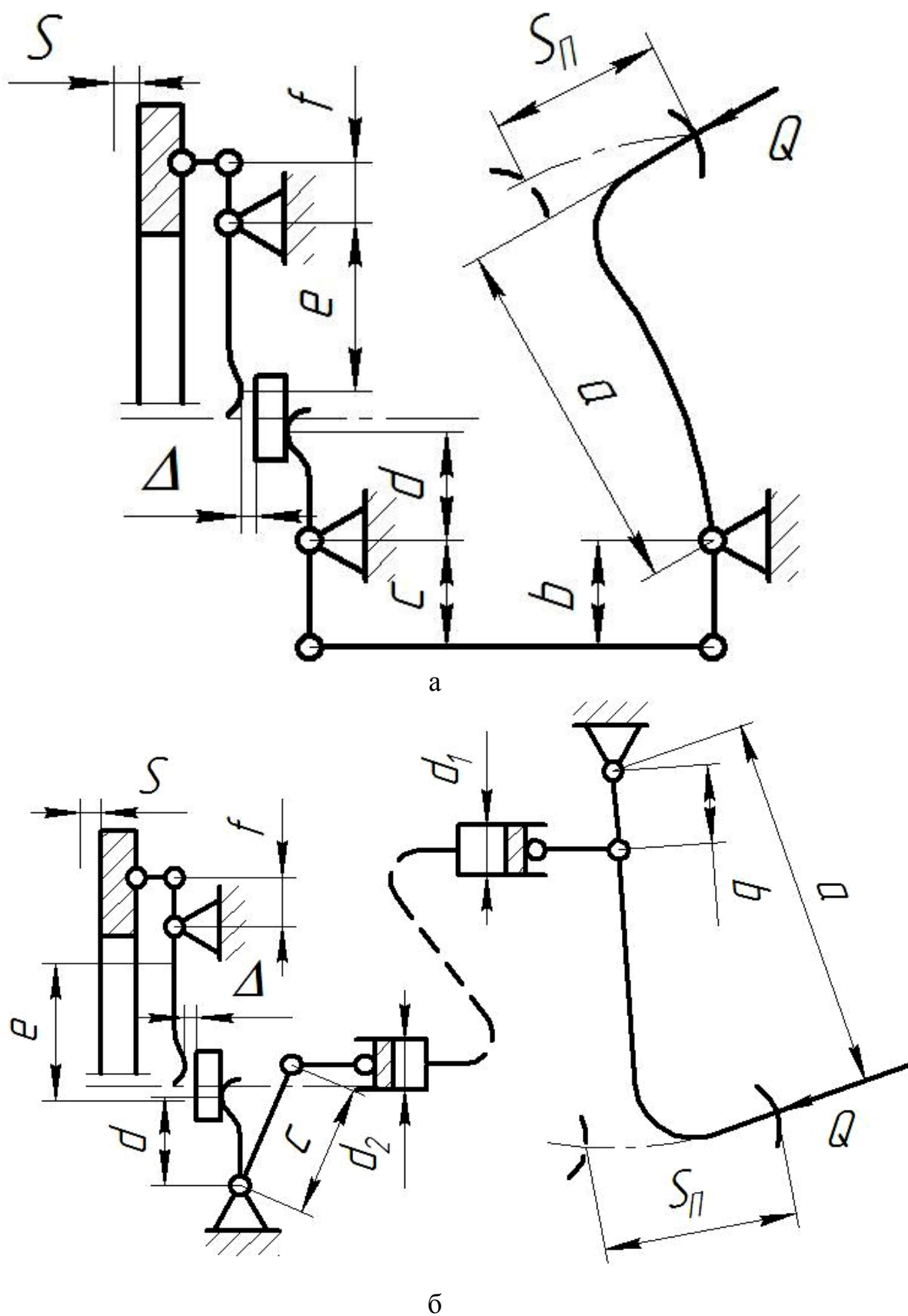


Рисунок 2.3 – Схемы приводов механизма выключения сцепления:
а — механического, б — гидравлического

Передаточное число и полный ход педали гидравлического привода

$$U_{\Pi\Pi} = (a/b) \cdot (c/d) \cdot (e/f) \cdot (d_2^2/d_1^2), \quad (2.31)$$

$$S_{\Pi} = S \cdot U_{\Pi\Pi} + \Delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2}, \quad (2.32)$$

где d_1 — диаметр главного цилиндра; d_2 — диаметр рабочего цилиндра, см. рисунок 2.3.

Ход нажимного диска

$$S = i\delta + m, \quad (2.33)$$

где δ — зазор между поверхностями трения в выключенном сцеплении; i — число поверхностей трения; m — деформация ведомого диска во включенном состоянии; для упругого диска $m = 1,0 \dots 1,5$ мм, а неупругого $m = 0,15 \dots 0,25$ мм; для однодисковых сцеплений рекомендуется принимать $\delta = 0,75 \dots 1,0$ мм, а для двухдисковых $\delta = 0,5 \dots 0,6$ мм.

Наибольший полный ход педали должен быть не больше 150... 180 мм. Усилие на педали при полном выключении сцепления

$$P_{нед} = P_{\max} / (U_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi}), \quad (2.34)$$

где $P_{\max}$ — максимальное усилие нажимных пружин при выключенном сцеплении; η_{Π} — КПД привода; для механического привода; $\eta_{\Pi} = 0,7 \dots 0,8$, а для гидравлического $\eta_{\Pi} = 0,8 \dots 0,9$.

Величина усилия на педали сцепления не должна превышать 150 Н при наличии усилителя и 250 Н без усилителя.

В общем случае работа, совершаемая при выключении сцепления,

$$W = 0,5(P_H + P_{\max})S/\eta_{\Pi}, \quad (2.35)$$

где $0,5(P_H + P_{\max})$ — среднее значение силы упругости пружины в процессе выключения сцепления; S — ход нажимного диска; η_{Π} — КПД привода; z — число пружин.

Работа, выполняемая водителем при выключении сцепления, не должна превышать 30 Дж при допустимом усилии на педаль и ее ходе [2,3,5]. Снижение работы при выключении сцепления может быть достигнуто уменьшением зазоров между дисками и повышением КПД привода.

Обычно на большегрузных автомобилях устанавливают усилители. Усилитель необходим если значение усилия на педали гораздо выше допустимого ($[P_{\text{пед}}] \leq 150 \text{ Н}$). Если на автомобиле есть пневмосистема, то по конструкции выбираем пневматический усилитель. На рисунке 2.4 представлен механический привод с пневматическим усилителем.

При нажатии на педаль срабатывает пневмоклапан Π_k , который открывает путь воздуха от ресивера P к пневмокамере.

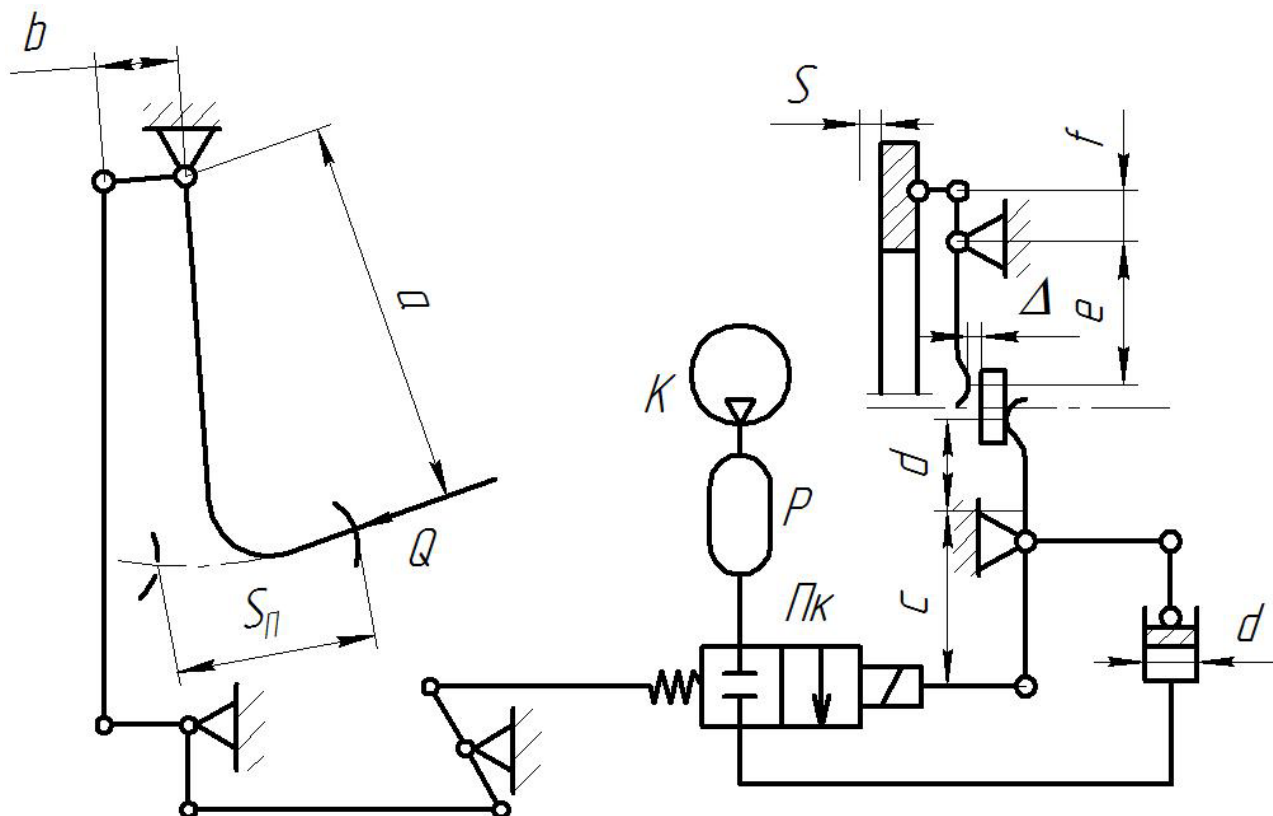


Рисунок 2.4 – Схема механического привода механизма выключения сцепления с пневматическим усилителем.

K – компрессор, P – ресивер, Π_k – пневматический клапан.

Суммарное передаточное число привода с усилителем U_{Π} определяется аналогично простому механическому приводу (2.29) или аналогично простому гидравлическому приводу (2.31).

Следовательно, усилие на педали при неработающем усилителе можно определить по формуле (2.34).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1) Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов, А.К. Фрумкин– М.: Машиностроение, 1989.- 304с.
- 2) Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Радионов.- М.: Машиностроение, 1984.- 376с.
- 3) Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия /А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов и др.; под ред. А.И. Гришкевича. – Минск: Высшейш. шк., 1985. – 240с.
- 4) Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть. / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко и др.; под ред. А.И. Гришкевича.- Минск: Вышэйш. шк., 1987. – 200 с.
- 5) Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под общ. ред. А.И. Гришкевича.- М.: Машиностроение, 1984. – 272с.
- 6) Шасси автомобилей: атлас конструкции.- М.: Машиностроение, 1977.- 108с.
- 7) Иларионов В.А. Теория автомобиля / В. А. Иларионов. - М.: Машиностроение, 1982.- 344с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(Справочное)

Таблица А.1 – Параметры фрикционных накладок, вдержка из ГОСТ 1786–88.

Размеры накладок, мм, Диаметры мм		Толщи на δ ,	Искомое давление $q, \text{МПа}$	Тип накладки	Допустимая температура нагрева $^{\circ}\text{C}$	
Внеш. D	Внутр. d				Постоян- ная	Времен- ная
160	110	3.3	0.14...0.25	3	200	300
180	125	3.5	0.14...0.25	3	200	300
184	125	3.5	0.14...1.25	3	200	300
190	130	3.5	0.14...0.25	3	200	350
200	130	3.3	0.14...0.25	5	200	300
200	140	3.5	0.14...0.25	3	200	300
204	146	3.3	0.14...0.25	3	200	300
254	150	3.5	0.14...0.18	3	200	350
280	164	3.5	0.14...0.25	3	200	300
300	164	4.0	0.14...0.25	1	200	350
340	186	4.0	0.14...0.30	1	200	350
342	186	4.0	0.14...0.30	1	200	350
350	200	4.7	0.14...0.30	1	200	350
400	220	4.2	0.14...0.30	1	200	250

Примечания: Назначение типов накладок: 1 – формованные, 3 – тканые, 5 – спиральные, навитые.

Таблица А.2 – Некоторые параметры привода сцеплений автомобилей, мм

Автомобиль	$D_{\text{гл}}, \text{мм}$	$D_{\text{исп}}, \text{мм}$	$D_{\text{ус}}, \text{мм}$	S_{max} , полный ход педали сцепления, мм	$S_{\text{св}}$, свободный ход педали сцепления, мм
МАЗ–5335		–	52	160–170	34–43
КамАЗ–5320	28	28	90	190	30 – 42
ВАЗ–2101	19	19	–	140	20–30
ГАЗ–53А	22	22	–	190	35–45
ГАЗ–24	22	25	–	145–160	12–28

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Пример выполнения графической части курсового проекта

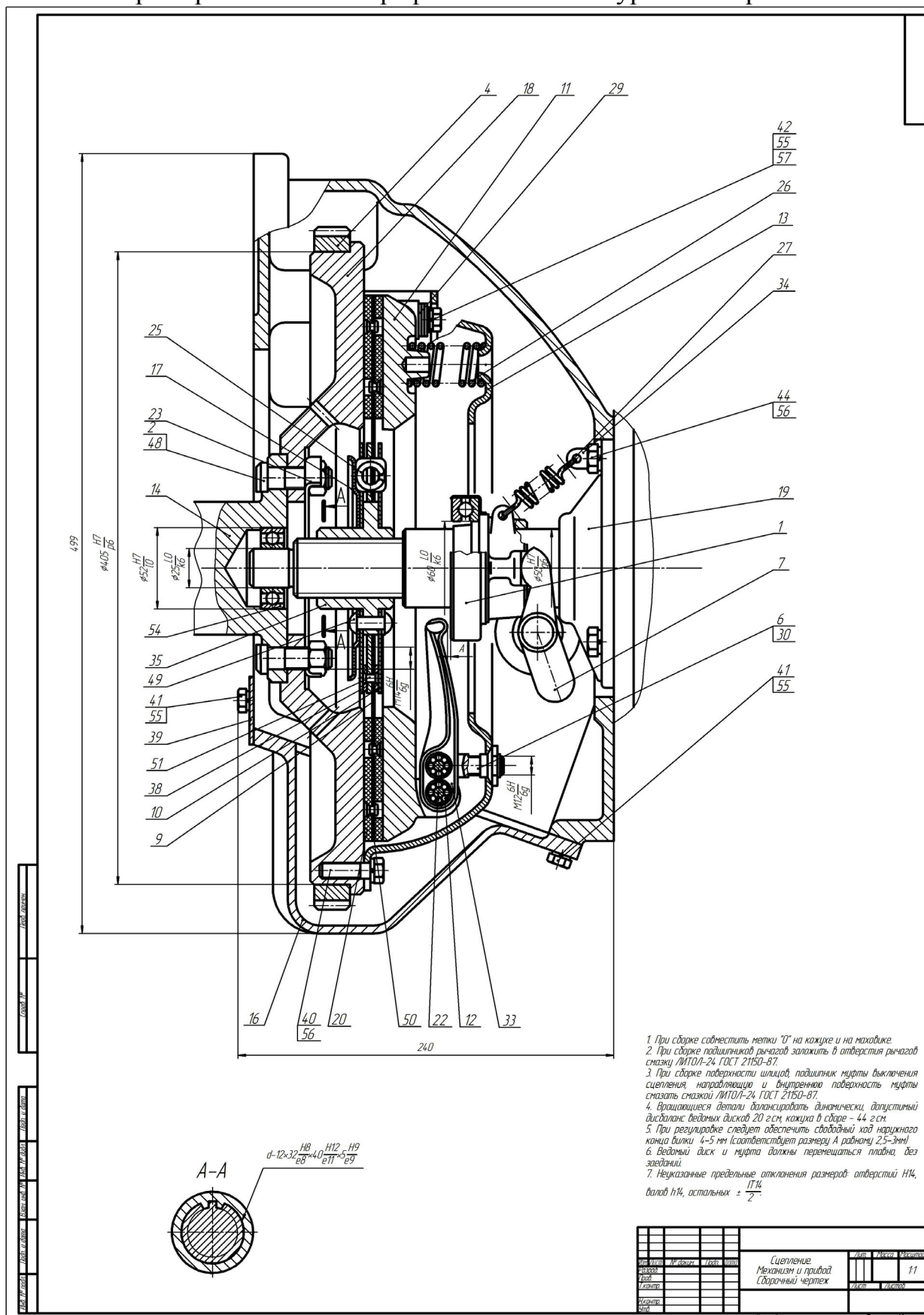
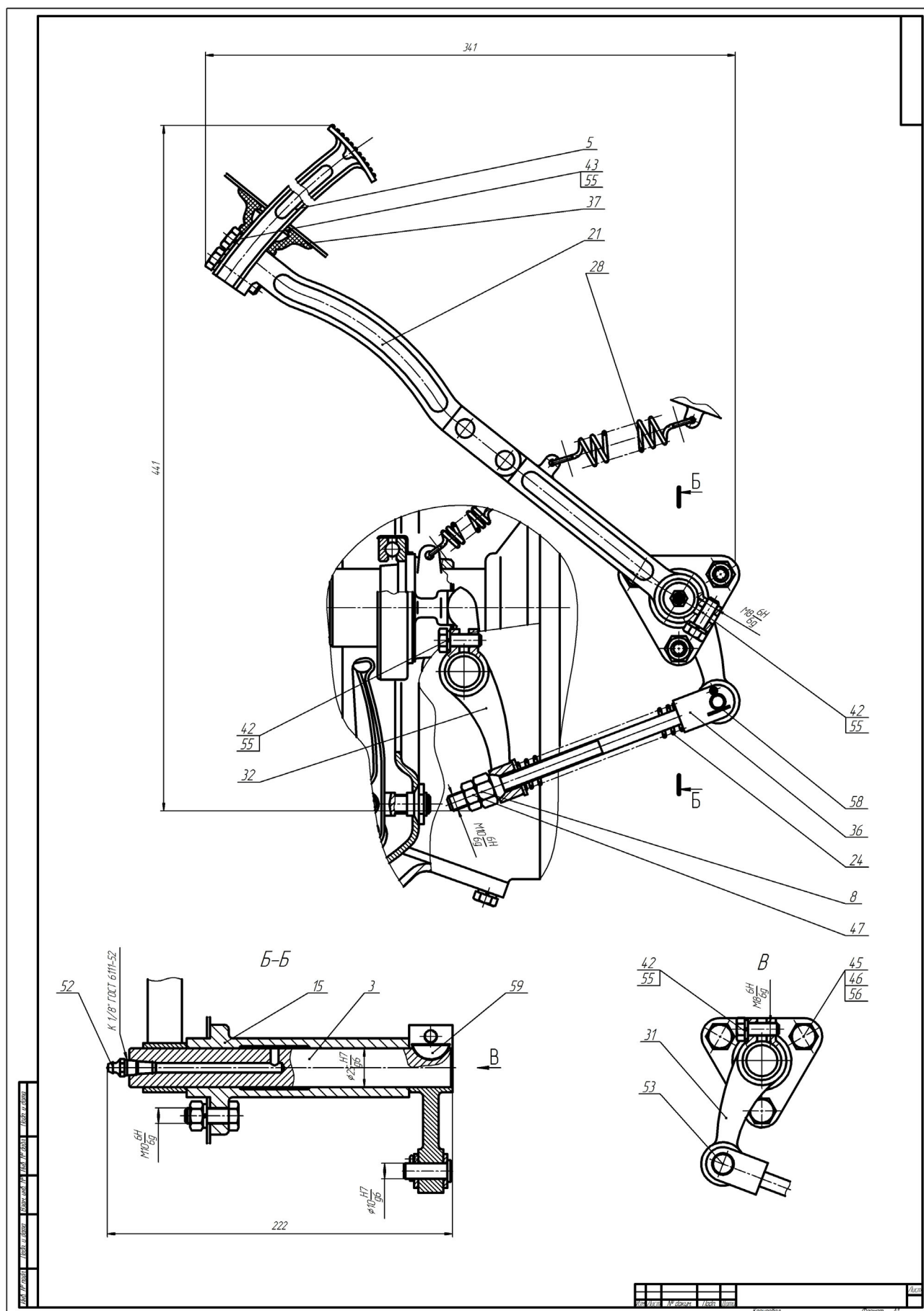


Рисунок Б.1 – Пример выполнения сборочного чертежа сцепления



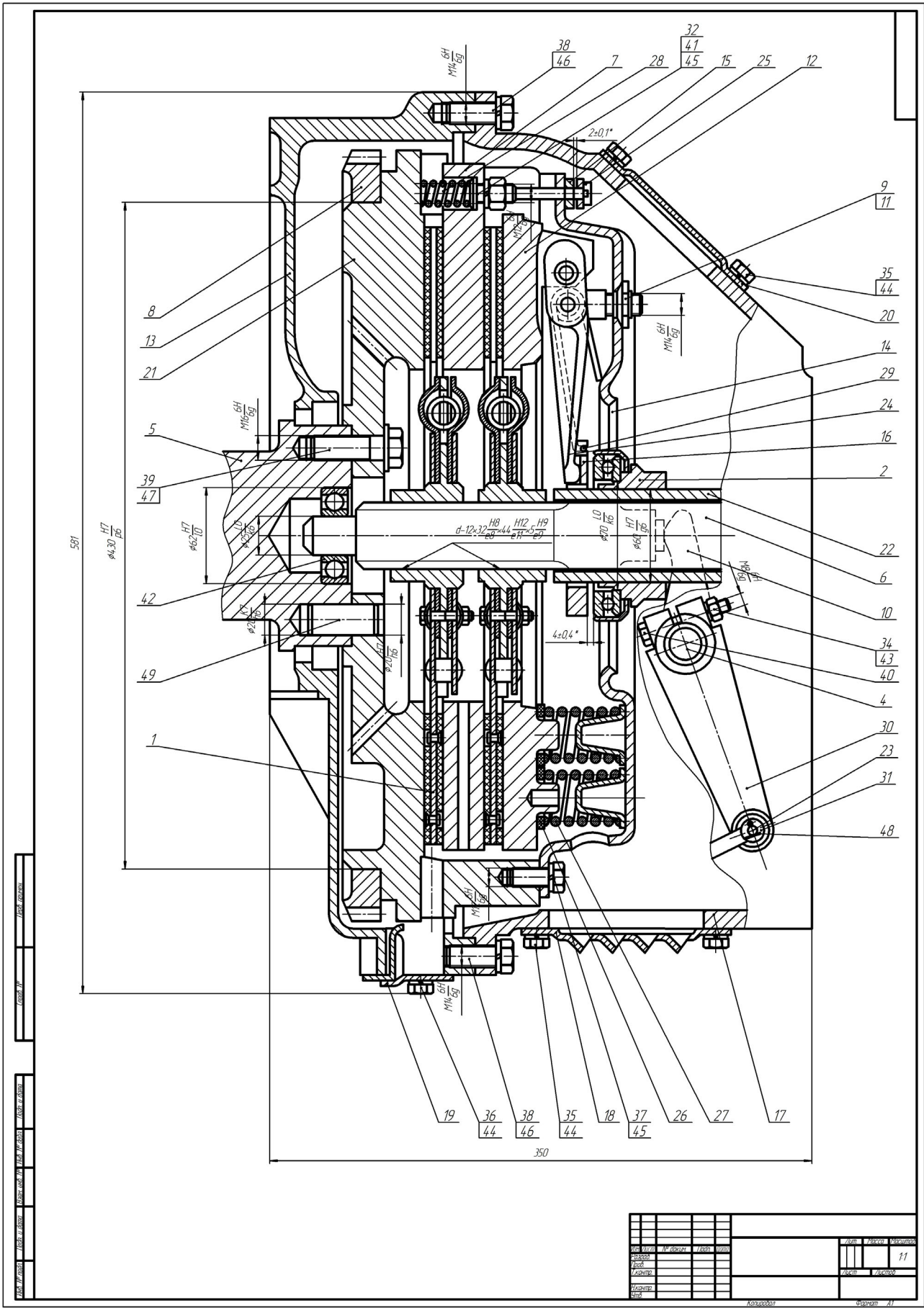


Рисунок Б.3 – Пример выполнения сборочного чертежа сцепления



Рисунок Б.4 – Пример выполнения кинематической схемы привода и механизма сцепления

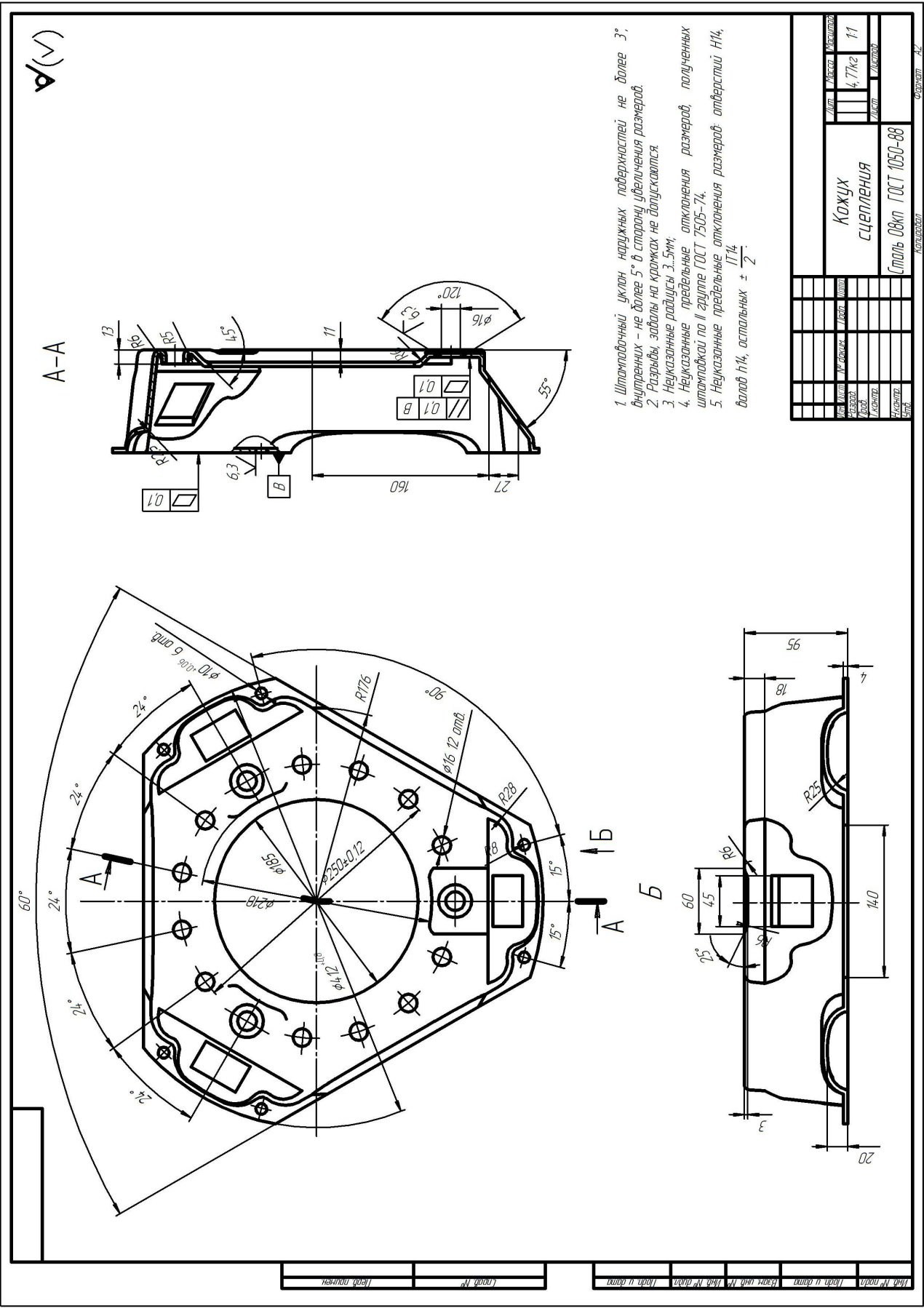


Рисунок Б.5 – Пример выполнения рабочего чертежа кожуха сцепления

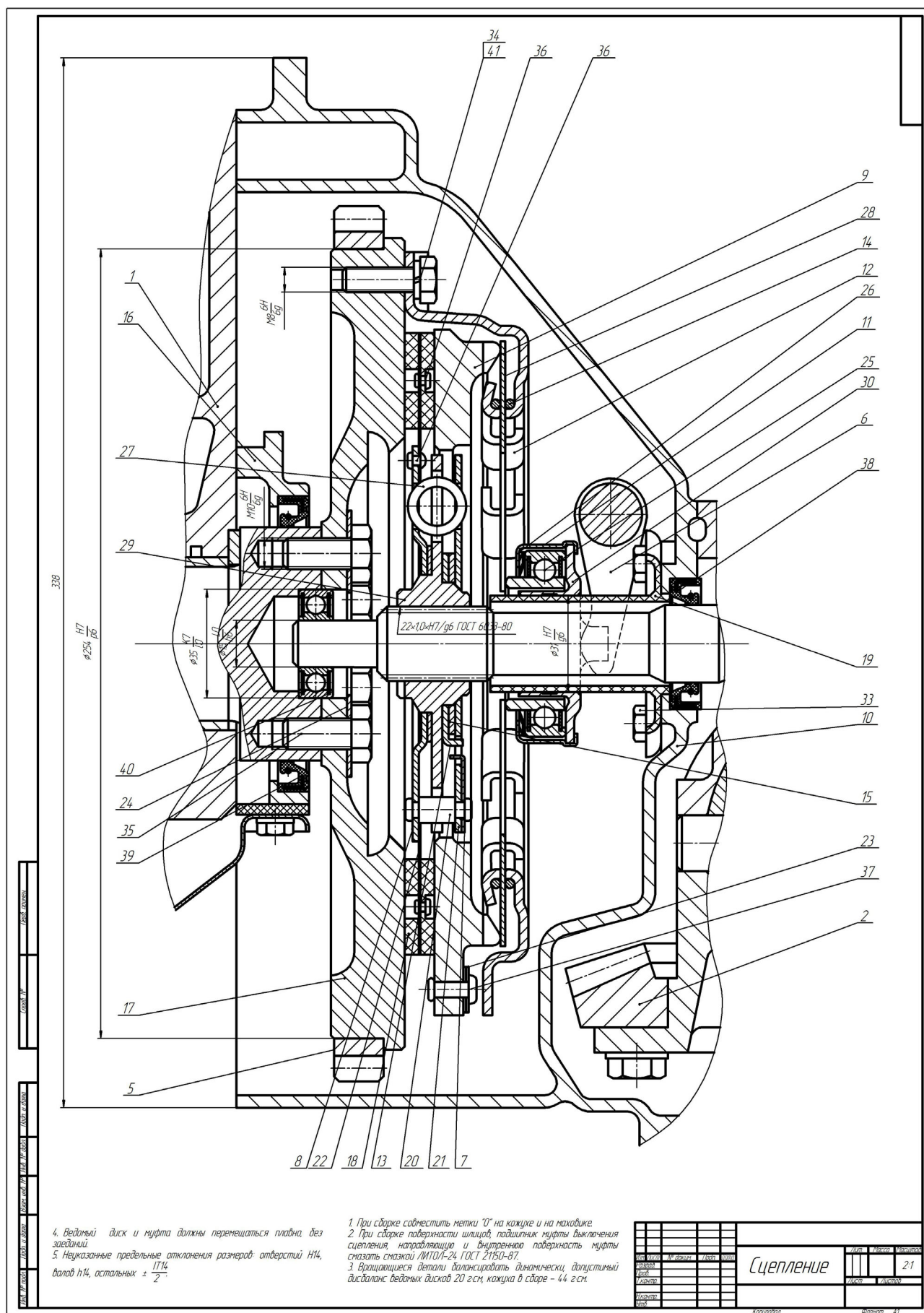


Рисунок Б.6 – Пример выполнения сборочного чертежа сцепления

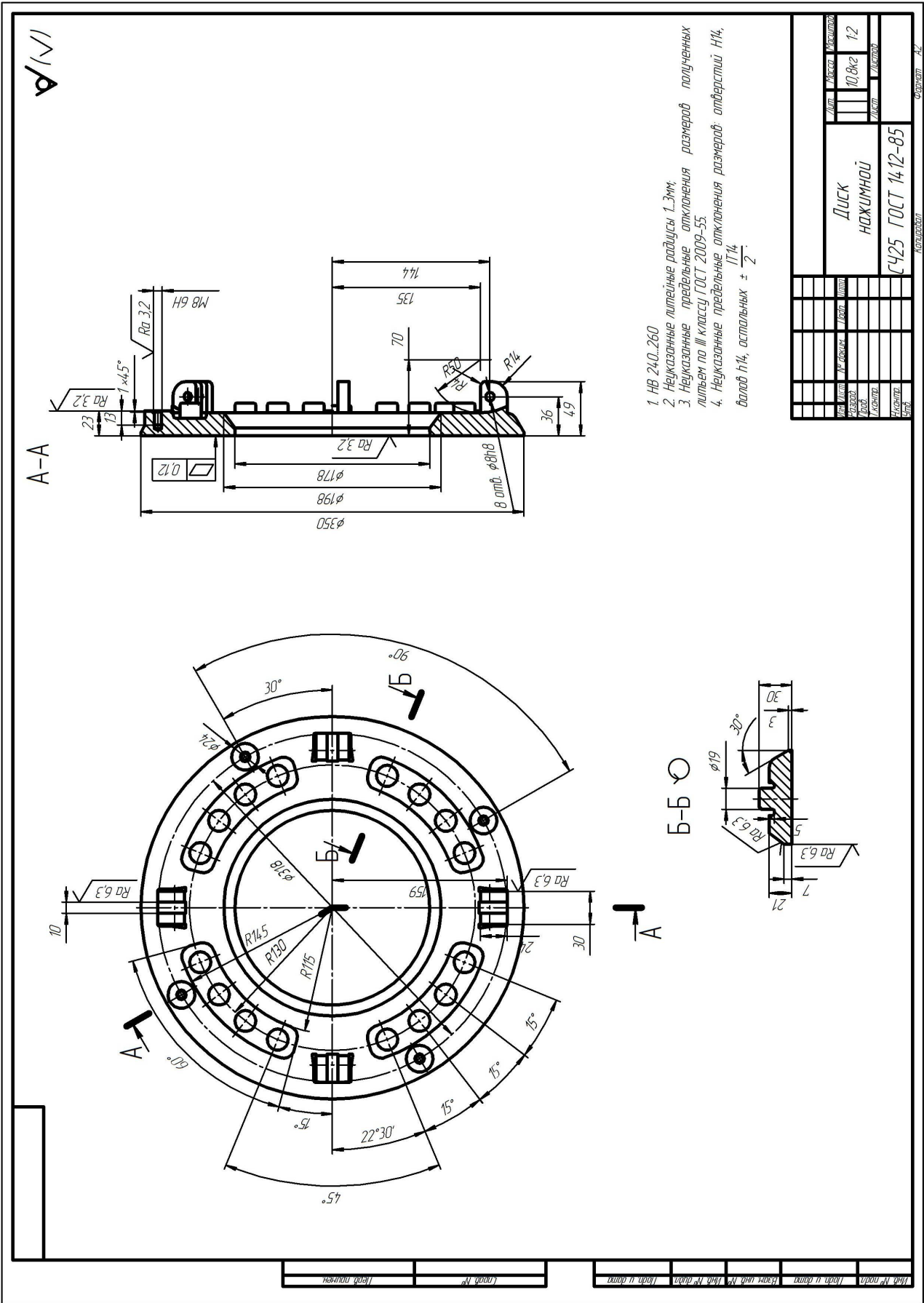


Рисунок Б.7 – Пример выполнения рабочего чертежа нажимного диска

Заказ № _____ от «__» _____ 200 _____.

Тираж _____ экз.

Изд-во СевНТУ