

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯМИ

*Методические рекомендации к курсовому проектированию
для студентов специальности
1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)»
дневной формы обучения*



Могилев 2022

УДК 629.113
ББК 39.33-04
ПЗ9

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
«31» мая 2022 г., протокол № 10

Составитель ст. преподаватель Ю. С. Романович

Рецензент канд. техн. наук, доц. В. В. Кутузов

Методические рекомендации разработаны на основе рабочей программы дисциплины «Проектирование систем управления автомобилями» для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)» и предназначены для использования при выполнении курсовой работы.

Учебно-методическое издание

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯМИ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 36 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2022

Содержание

1 Содержание курсовой работы.....	4
1.1 Структура пояснительной записки.....	4
1.2 Требования к содержанию основных разделов пояснительной записки.....	4
2 Требования к тормозной системе автомобиля	7
3 Тормозные механизмы.....	8
3.1 Определение моментов трения тормозных механизмов.....	8
3.2 Выбор схемы и основных параметров тормозных механизмов.....	9
3.3 Определение приводных сил	13
3.4 Определение максимальных давлений на фрикционных накладках.....	17
3.5 Определение реакций в опорах колодок.....	18
3.6 Определение параметров тормозного барабана.....	18
3.7 Определение показателей тепловой нагруженности тормозных механизмов.....	19
3.8 Расчеты на прочность деталей тормозных механизмов.....	20
4 Тормозные приводы.....	23
4.1 Выбор типа тормозного привода	23
4.2 Гидравлический привод тормозов.....	24
4.3 Пневматический привод тормозов	32
Список литературы	42

1 Содержание курсовой работы

1.1 Структура пояснительной записки

Пояснительная записка должна иметь следующую структуру.

Титульный лист.

Задание на курсовую работу.

Содержание.

Введение.

1 Назначение, условия эксплуатации автомобиля.

2 Проектирование тормозной системы.

2.1 Требования к тормозной системе.

2.2 Обзор и анализ существующих конструкций тормозных систем.

2.3 Разработка принципиальной схемы тормозной системы.

2.4 Определение параметров тормозных механизмов.

2.5 Определение показателей тепловой нагруженности тормозных механизмов.

2.6 Определение параметров тормозного привода.

2.7 Определение параметров стояночной тормозной системы.

2.8 Анализ на прочность деталей тормозных механизмов.

3 Проектирование системы рулевого управления.

3.1 Требования к системе рулевого управления.

3.2 Обзор и анализ существующих конструкций систем рулевого управления.

3.3 Разработка принципиальной схемы системы рулевого управления.

3.4 Определение основных параметров и характеристик рулевого управления.

3.5 Определение параметров рулевого привода.

3.6 Определение параметров рулевого механизма.

3.7 Определение параметров гидроусилителя рулевого управления.

3.8 Анализ нагруженности и прочности деталей рулевого управления.

Заключение.

Список литературы.

Приложения.

Оформление пояснительной записки следует осуществлять в соответствии с требованиями ГОСТ 2.105–95 *Общие требования к текстовым документам*.

1.2 Требования к содержанию основных разделов пояснительной записки

Назначение, условия эксплуатации автомобиля. В разделе описывают транспортные, дорожные и климатические условия эксплуатации автомобиля, для которого разрабатывается система управления.

Требования к тормозной системе. В разделе описывают назначение тормозной системы автомобиля, формулируют требования, предъявляемые к ее структуре и конструкции. В требованиях необходимо:

– описать виды и назначение тормозных систем, которые должен иметь проектируемый автомобиль согласно существующим законодательным предписаниям;

- перечислить критерии оценки и нормативы эффективности тормозных систем с указанием их числовых значений;
- сформулировать требования к конструкции тормозных механизмов, структуре и быстродействию тормозного привода;
- привести максимально допустимые значения усилий на органах управления тормозной системой и их перемещения.

Обзор и анализ существующих конструкций. На основе доступных источников литературы выполняется анализ достоинств и недостатков конструкций тормозных механизмов и приводов тормозных систем, применяемых на автомобилях того же класса, что и заданный в исходных данных на проектирование. Приводят принципиальную схему анализируемой конструкции, кратко описывают её назначение, устройство, принцип действия, отмечают достоинства и недостатки.

Разработка принципиальной схемы тормозной системы. В разделе разрабатывают принципиальную схему тормозной системы автомобиля, описывают назначение каждого элемента в схеме и работу системы в целом.

Разработка принципиальной схемы заключается в определении состава элементов тормозной системы и их связей между собой исходя из назначения автомобиля, его полной массы, технических требований к системе и результатов анализа существующих конструкций тормозных систем. Принципиальную схему изображают в условных графических обозначениях согласно требованиям существующих ГОСТ.

Определение параметров тормозных механизмов. Определению подлежат параметры колодок, барабанов (дисков), приводных усилий, максимальных давлений на накладках, реакций в опорах колодок тормозных механизмов рабочей тормозной системы автомобиля.

Определение показателей тепловой нагруженности тормозных механизмов. Выполняют расчёт удельной работы трения и приращения объемной температуры барабана (диска) за одно торможение.

Определение параметров тормозного привода. В этом разделе определяют конструктивные параметры основных элементов, входящих в состав тормозного привода рабочей тормозной системы: главного тормозного цилиндра, тормозного крана, тормозных камер, колесных тормозных цилиндров, усилителей, регуляторов тормозных сил.

Определение параметров стояночной тормозной системы. Осуществляют расчёт тормоза и привода стояночной тормозной системы.

Анализ на прочность деталей тормозных механизмов. Выполняют расчёт на прочность основных элементов тормозных механизмов: вала разжимного кулака, опоры колодок, болтовых соединений барабана или диска со ступицей колеса.

Требования к системе рулевого управления. Описывают назначение, состав, конструктивные требования к системе рулевого управления автомобиля. В требованиях указывают:

- способ поворота автомобиля, реализуемый системой управления;
- значение минимального радиуса поворота автомобиля;

- максимально допустимое усилие на рулевом колесе при повороте автомобиля на месте с работающим и неработающим гидроусилителем;
- число оборотов рулевого колеса, необходимое для поворота управляемых колес из одного крайнего положения в другое;
- максимальную скорость поворота рулевого колеса.

Обзор и анализ существующих конструкций систем рулевого управления.

В разделе на основе доступных источников литературы выполняется анализ достоинств и недостатков конструкций рулевых управлений, применяемых на автомобилях одинакового класса с проектируемым. Анализируются принципиальные схемы рулевых механизмов, рулевого привода, схемы гидроусилителей.

Разработка принципиальной схемы системы рулевого управления. Приводят принципиальную схему проектируемой системы рулевого управления автомобиля, описывают назначение каждого элемента в схеме и работу системы в целом.

Определение основных параметров и характеристик рулевого управления.

Основными параметрами рулевого управления являются максимальные углы поворота управляемых колес, передаточное число рулевого управления, идеальная характеристика поворота управляемых колес.

Определение параметров рулевого привода. Находят конструктивные параметры рулевой трапеции, обеспечивающие реализацию идеальной характеристики поворота управляемых колес.

Определение параметров рулевого механизма. Основным параметром рулевого механизма является передаточное число. Выбор параметров рулевого механизма осуществляется на основе формул, устанавливающих связь параметров его конструкции с передаточным числом. У червячного рулевого механизма определению подлежат радиус начальной окружности червяка, число заходов червяка, шаг винтовой линии червяка, у винтореечного механизма – радиус начальной окружности зубьев сектора и шаг нарезки винта, у реечного механизма – делительный диаметр шестерни, угол наклона зубьев рейки и угол установки шестерни относительно рейки.

Определение параметров гидроусилителя рулевого управления. Определению подлежат конструктивные параметры исполнительного гидроцилиндра, распределителя и насосной установки усилителя. Строят нагрузочную характеристику рулевого управления с работающим и неработающим усилителем и график изменения коэффициента эффективности усилителя в зависимости от момента сопротивления колёс повороту. Используя нагрузочную характеристику, находят коэффициент реактивного действия усилителя. Если его значение выходит за допустимые пределы, то уточняют значения параметров распределителя.

Анализ нагруженности и прочности деталей рулевого управления. Излагают вопросы, связанные с выбором нагрузочных режимов рулевого управления и анализом на прочность её основных деталей: вала рулевого колеса, зубчатого зацепления рулевого механизма, шаровых пальцев рулевых тяг, поперечных и продольных тяг, рулевой сошки.

Заключение. Подводят итоги выполненной работы, дается общая оценка достигнутых результатов проектирования, формулируются выводы и рекомендации по использованию результатов проекта.

Приложения. В приложении приводят распечатки компьютерных программ с результатами расчётов.

2 Требования к тормозной системе автомобиля

В Республике Беларусь основным нормативным документом, регламентирующим требования к тормозным системам проектируемых автомобилей, являются международные Правила № 13 ЕЭК ООН [4]. Согласно этому документу, все автотранспортные средства должны иметь несколько автономных тормозных систем различного назначения – рабочую, запасную и стояночную тормозные системы, а автотранспортные средства категории M_3 , предназначенные для эксплуатации в горных районах, и категории N_3 с дизельными двигателями дополнительно должны иметь вспомогательную тормозную систему.

Каждая из перечисленных систем состоит из органа управления, тормозного привода и одного или нескольких тормозных механизмов.

Критериями эффективности функционирования рабочей тормозной системы являются максимальное значение установившегося замедления $a_{уст}$ и минимальный путь торможения S_T автомобиля. Значения этих критериев должны удовлетворять данным таблицы 2.1.

Таблица 2.1 – Характеристики рабочей тормозной системы автотранспортных средств категорий M и N при испытаниях типа «ноль» с отсоединенным двигателем

Категория	M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3
Наличие АБС	–	+	+	–	+	+
Начальная скорость торможения v_0 , км/ч	80	60		80	60	
Тормозной путь S_T , м, не более	50,7	36,7		61,2	36,7	
Среднее установившееся замедление $a_{уст}$, м/с ² , не менее	5,8	5,0				

Система стояночного тормоза должна удерживать груженое транспортное средство, остановившееся на спуске или подъеме с уклоном 18 %.

Как правило, органом управления рабочей тормозной системы является педаль, на которую воздействует водитель ногой, а для стояночной тормозной системы – рычаг, на который воздействует водитель рукой. Удобство и лёгкость управления тормозной системой определяются значениями усилия на органе управления и его перемещением. Допустимые значения этих параметров приведены в таблице 2.2.

Вспомогательная тормозная система должна без применения других тормозных систем обеспечивать движение автомобиля со скоростью

$v = (30 \pm 2)$ км/ч на уклоне 7 % протяженностью 6 км. Среднее значение замедления автомобилей с тормозами-замедлителями составляет 0,6...2,0 м/с².

Таблица 2.2 – Усилия на органах управления и их перемещения

Управление	Тормозная система	Тип автомобиля	Максимальное усилие на педали, Н	Максимальный ход педали, мм
Ножное	Рабочая	Легковые	500	150
	Стояночная	Грузовые	700	180
Ручное	Запасная	Легковые	400	160
	Стояночная	Грузовые	600	220

Для обеспечения устойчивости движения автомобиля при торможении необходимо, чтобы в наиболее часто встречающихся дорожных условиях передние колёса блокировались первыми. В связи с этим согласно Правилам № 13 ЕЭК ООН рекомендуется выбирать распределение тормозных моментов таким образом, чтобы при всех весовых состояниях автомобиля коэффициент торможения $z = a_{уст}/g$ передних колес был больше, чем задних, и удовлетворял следующим условиям:

- для транспортных средств категории M_1 – $0,15 \leq z \leq 0,8$;
- для категории N_1 – $0,15 \leq z \leq 0,5$;
- для всех остальных категорий $0,15 \leq z \leq 0,3$.

3 Тормозные механизмы

3.1 Определение моментов трения тормозных механизмов

Расчётные моменты трения тормозных механизмов на колесах передней $M_{т.р1}$ и задней $M_{т.р2}$ осей определяются по следующим формулам, полученным из условия обеспечения максимально возможного замедления автомобиля на дороге с высокими сцепными свойствами:

$$M_{т.р1} = \frac{r_{к0} m_a g \varphi_{\max}}{L n_1} (l_2 + h_c \varphi_{\max}); \quad M_{т.р2} = \frac{M_{т1}}{n_2} \left(\frac{1 - \beta_T}{\beta_T} \right), \quad (3.1)$$

где $r_{к0}$ – радиус качения колеса;

m_a – полная масса груженого автомобиля;

g – ускорение свободного падения;

φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью дороги;

L – база автомобиля;

l_2 – расстояние от центра масс до задней оси автомобиля;

h_c – высота центра масс автомобиля;

β_T – коэффициент, учитывающий распределение тормозных моментов между осями автомобиля;

n_i – число колес i -й оси (тележки).

Для современных дорожных покрытий и шин коэффициент сцепления φ_{\max} принимают равным 0,9...1,2 для легковых автомобилей и автобусов и 0,8...1,0 для грузовых автомобилей.

Коэффициент распределения тормозных сил находят по формуле

$$\beta_T = \frac{l_2 + \varphi_0 h_c}{L}, \quad (3.2)$$

где φ_0 – расчётный коэффициент сцепления.

Для выполнения требований Правил № 13 к распределению тормозных сил между осями автомобиля при $\beta_T = \text{const}$ значение расчётного коэффициента сцепления следует выбирать из условия $\varphi_0 > 0,8$ для легковых автомобилей, $\varphi_0 > 0,3$ для грузовых автомобилей в снаряжённом состоянии и $\varphi_0 > 0,7...0,8$ – в гружённом состоянии.

При отсутствии в технической характеристике автомобиля информации о высоте центра масс можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Выбор высоты центра масс автомобиля

Тип транспортного средства	Высота центра масс	
	в снаряжённом состоянии	в гружённом состоянии
Легковой, автобус	$h_{с.с} = (0,39 \pm 0,02) H$	$h_{г.с} = (1,03 \pm 0,02) h_{с.с}$
Грузовой общего назначения, самосвал	$h_{с.с} = (0,40 \pm 0,03) H$	$h_{г.с} = (1,23 \pm 0,13) h_{с.с}$
Прицеп	$h_{с.с} = (0,40 \pm 0,03) H$	$h_{г.с} = (1,50 \pm 0,10) h_{с.с}$
Полуприцеп	$h_{с.с} = (0,62 \pm 0,02) H^*$	$h_{г.с} = (0,96 \pm 0,03) h_{с.с}$
Тягач	$h_c = (0,32 \pm 0,07) H^{**}$	

Примечание – H – габаритная высота автомобиля без груза, м; H^* – габаритная высота без тента или другой надстройки, м; H^{**} – большие значения для автомобилей с двигателем, расположенным под кабиной

Если предполагается, что на всех осях автомобиля будут установлены одинаковые тормозные механизмы, то для дальнейших расчётов выбирается наибольший из моментов $M_{T,p1}$ и $M_{T,p2}$, как правило, это момент $M_{T,p1}$.

3.2 Выбор схемы и основных параметров тормозных механизмов

Схема тормозного механизма выбирается исходя из необходимого тормозного момента, обеспечения его стабильности, назначения автомобиля, его параметров и конструктивных особенностей (типоразмера колеса, типа тормозной

системы, необходимости совмещения рабочих и стояночных тормозных механизмов и т. п.), а также эксплуатационных требований и условий.

Рабочие тормозные системы современных автомобилей оснащаются барабанными и дисковыми тормозными механизмами. Барабанные тормоза отличаются большим разнообразием конструкций, однако их все можно свести к следующим типам:

– схема «simplex» (рисунок 3.1, а–в): тормозной механизм с одним разжимным устройством, приводящим в действие обе колодки, одна из которых работает с эффектом самоусиления (ее называют активной), а вторая – с самоослаблением (ее называют пассивной). Колодка обладает эффектом самоусиления, если при включении тормоза она поворачивается вокруг точки крепления в ту же сторону, что и барабан. Если поворот колодки вокруг точки крепления происходит в сторону, противоположную вращению барабана, то такая колодка будет пассивной. Разжимное устройство симплексных тормозов может быть выполнено в виде двухпоршневого гидроцилиндра, поворотного кулака или клина с плавающей опорой. Момент трения этих механизмов не зависит от направления вращения барабана;

– схема «duplex» (рисунок 3.1, г): тормозной механизм, у которого каждая колодка приводится в действие при помощи отдельного разжимного устройства. При движении автомобиля вперед обе колодки являются активными, а при движении задним ходом – пассивными, вследствие чего момент трения тормоза на заднем ходу снижается почти в 2 раза. Это главная причина, по которой дуплексные тормоза редко применяются в новых конструкциях автомобилей;

– схема «duo-duplex» (рисунок 3.1, д): тормозной механизм с двумя разжимными устройствами и плавающими колодками. У этого механизма обе колодки активные в обоих направлениях вращения барабана, развиваемый момент трения не зависит от направления движения автомобиля, прижатие колодок к барабану может осуществляться посредством двухпоршневых гидроцилиндров или клиновым разжимным устройством с плавающей опорой;

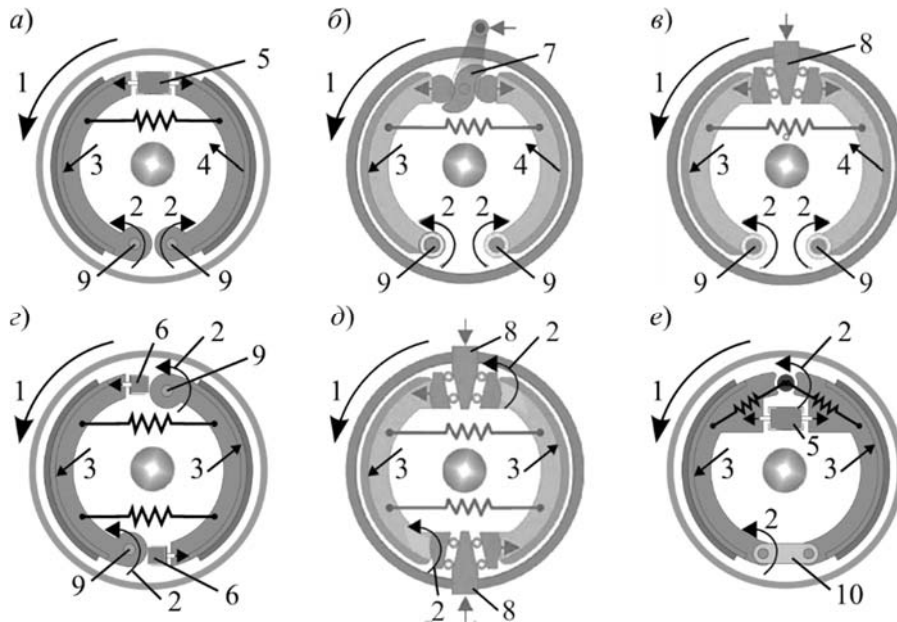
– схема «duo-servo» (рисунок 3.1, е): тормозной механизм с большим самоусилением при любом направлении вращения барабана. Обе колодки этого механизма являются активными при движении передним и задним ходом. Эффект большого самоусиления достигнут за счет соединения концов колодок при помощи плавающего промежуточного звена. Поэтому при включении тормоза вторичная колодка приводится в действие не только силой разжимного устройства, но и реактивной силой первичной колодки, передаваемой на вторичную колодку через промежуточное звено.

Дисковые тормозные механизмы бывают с фиксированной и плавающей скобой с гидравлическим и пневматическим приводом колодок (рисунок 3.2).

Обычно легковые автомобили большого класса оснащаются только дисковыми тормозными механизмами. На легковых автомобилях малого и среднего классов часто используют дисковые тормоза на передних колесах и барабанные на задних.

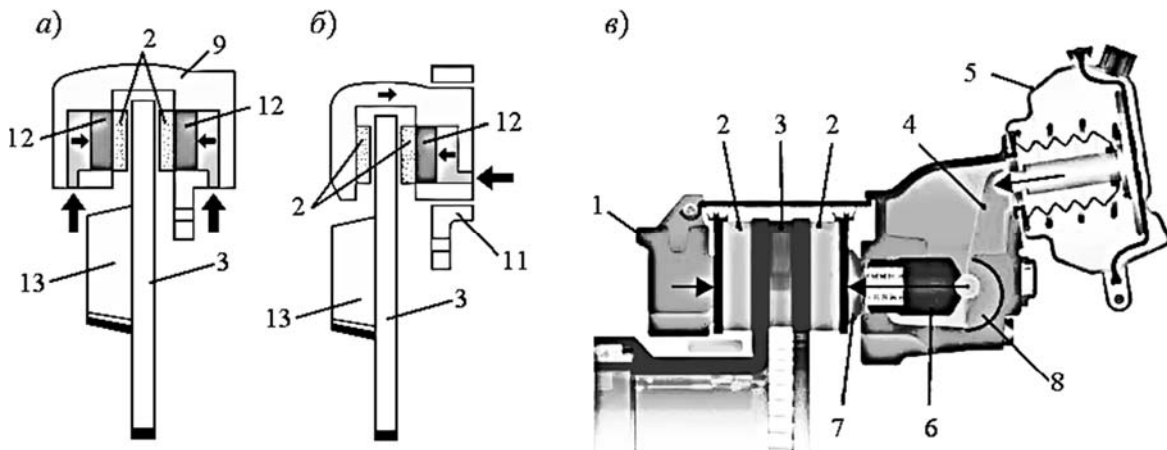
В настоящее время на автобусах и грузовых автомобилях независимо от их грузоподъемности наибольшее применение получили барабанные тормозные

механизмы, однако в последнее десятилетие наблюдается устойчивая тенденция к переходу на дисковые тормозные механизмы.



a – схема «simplex» с поршневым разжимным устройством; *б* – схема «simplex» с кулачковым разжимным устройством; *в* – схема «simplex» с клиновым разжимным устройством; *г* – схема «duplex» с поршневым разжимным устройством; *д* – схема «duo-duplex» с клиновым разжимным устройством; *е* – схема «duo-servo» с поршневым разжимным устройством; 1 – направление вращения; 2 – поворот колодки; 3 – активная колодка; 4 – пассивная колодка; 5 – двухпоршневой гидроцилиндр; 6 – однопоршневой гидроцилиндр; 7 – кулачок; 8 – клин; 9 – опоры колодок; 10 – промежуточное звено

Рисунок 3.1 – Схемы колодочных барабанных тормозных механизмов

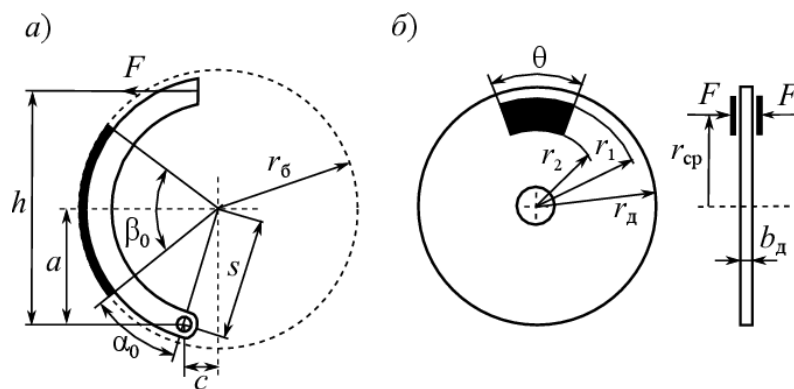


a – дисковый тормозной механизм с гидравлическим управлением и фиксированной скобой; *б* – дисковый тормозной механизм с гидравлическим управлением и плавающей скобой; *в* – дисковый тормозной механизм с пневматическим управлением и плавающей скобой; 1 – подвижная скоба; 2 – колодка; 3 – диск; 4 – рычаг; 5 – пневмокамера; 6 – толкатель; 7 – плунжер; 8 – эксцентриковый подшипник; 9 – неподвижная скоба; 10 – поршень; 11 – суппорт; 12 – поршень; 13 – ступица колеса

Рисунок 3.2 – Схемы дисковых тормозных механизмов

Роль тормозного механизма вспомогательной тормозной системы автомобиля играет двигатель, работающий в тормозном режиме, что достигается прекращением подачи топлива в цилиндры двигателя и перекрытием выпускных трубопроводов. На грузовых автомобилях и автобусах, оборудованных гидромеханическими передачами, применяются гидродинамические тормоза-замедлители.

Основными геометрическими параметрами барабанных тормозов являются (рисунок 3.3, а) радиус рабочей поверхности барабана r_6 , координаты a и c центра опоры колодки относительно оси вращения барабана, расстояние s между осью барабана и осью поворота колодки, плечо h действия приводной силы F относительно оси вращения барабана, угол α_0 между началом фрикционной накладки и линией, соединяющей центры поворота барабана и колодки, угол охвата фрикционной накладки β_0 , ширина накладки b_n .



а – барабанный тормозной механизм; б – дисковый тормозной механизм

Рисунок 3.3 – Геометрические параметры тормозных механизмов

Радиус барабана r_6 назначается из условия расположения тормозного механизма внутри обода колеса таким образом, чтобы вентиляционный зазор между ободом колеса и барабаном составлял не менее 20...30 мм.

По величине выбранного радиуса из конструктивных соображений назначаются параметры a , b , c . Значение s вычисляется по формуле

$$s = \sqrt{a^2 + c^2}. \quad (3.3)$$

Для легковых автомобилей принимают:

$$\alpha_0 = 25^\circ \dots 30^\circ; \quad \beta_0 = 100^\circ \dots 130^\circ, \quad b_n = 30 \dots 60 \text{ мм};$$

для автобусов и грузовых автомобилей:

$$\alpha_0 = 25^\circ \dots 30^\circ, \quad \beta_0 = 100^\circ \dots 140^\circ, \quad b_n = 70 \dots 220 \text{ мм}.$$

Для дисковых тормозных механизмов (рисунок 3.3, б) из компоновочных соображений назначают радиус диска r_d , выбирают толщину диска b_d , угол охвата фрикционной накладки θ , внешний r_1 и внутренний r_2 радиусы накладки. В большинстве случаев сплошные диски имеют толщину $b_d = 8 \dots 13$ мм, вентилируемые $b_d = 16 \dots 25$ мм, угол θ составляет $20^\circ \dots 30^\circ$, коэффициент взаимного

перекрытия (отношение площади тормозной колодки к площади трения колодки по диску) – 0,10...0,15.

При выборе основных размеров тормозных механизмов можно ориентироваться на данные выполненных конструкций (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Параметры тормозных механизмов

Автомобиль	Тормозной механизм	Диаметр диска d_d , мм	Средний радиус поверхности трения r_{cp} , мм	Площадь накладки A_n , см ²	Диаметр барабана d_b , мм	Ширина накладок b_n , мм	Угол охвата β_0 , град
ЗАЗ-1102	Д/Б	235	99	28	180	30	108
ВАЗ-2108	Д/Б	239	99	33,6	200	40	109,8
ВАЗ-2107	Д/Б	250	104	34,68	250	50	110
ГАЗ-24	Б/Б	–	–	–	280/280	48/48	120/120
ЗИЛ-4314	Б/Б	–	–	–	410/410	70/70	120/120
ЗИЛ-4331	Б/Б	–	–	–	420/420	100/140	120/120
МАЗ-64221	Б/Б	–	–	–	420/420/	100/140	110/110

Примечание – В числителе приведены данные, относящиеся к тормозному механизму передних колёс, в знаменателе – задних (Д – дисковый, Б – барабанный)

3.3 Определение приводных сил

Рассмотрим термины, относящиеся к расчёту приводных сил.

Приводная сила – это сила, обеспечивающая прижатие колодок к поверхности трения барабана (диска) и создание вследствие возникающего трения тормозного момента, направленного в сторону, противоположную вращению колеса.

Коэффициент эффективности колодки – отношение силы трения i -й колодки $F_{тр(i)}$ к её приводной силе F_i :

$$C_i = \frac{F_{трi}}{F_i} \quad (3.4)$$

характеризует эффективность преобразования колодкой приводной силы в силу трения.

Коэффициент эффективности тормоза – отношение суммарной силы трения колодок к полусумме приводных сил колодок:

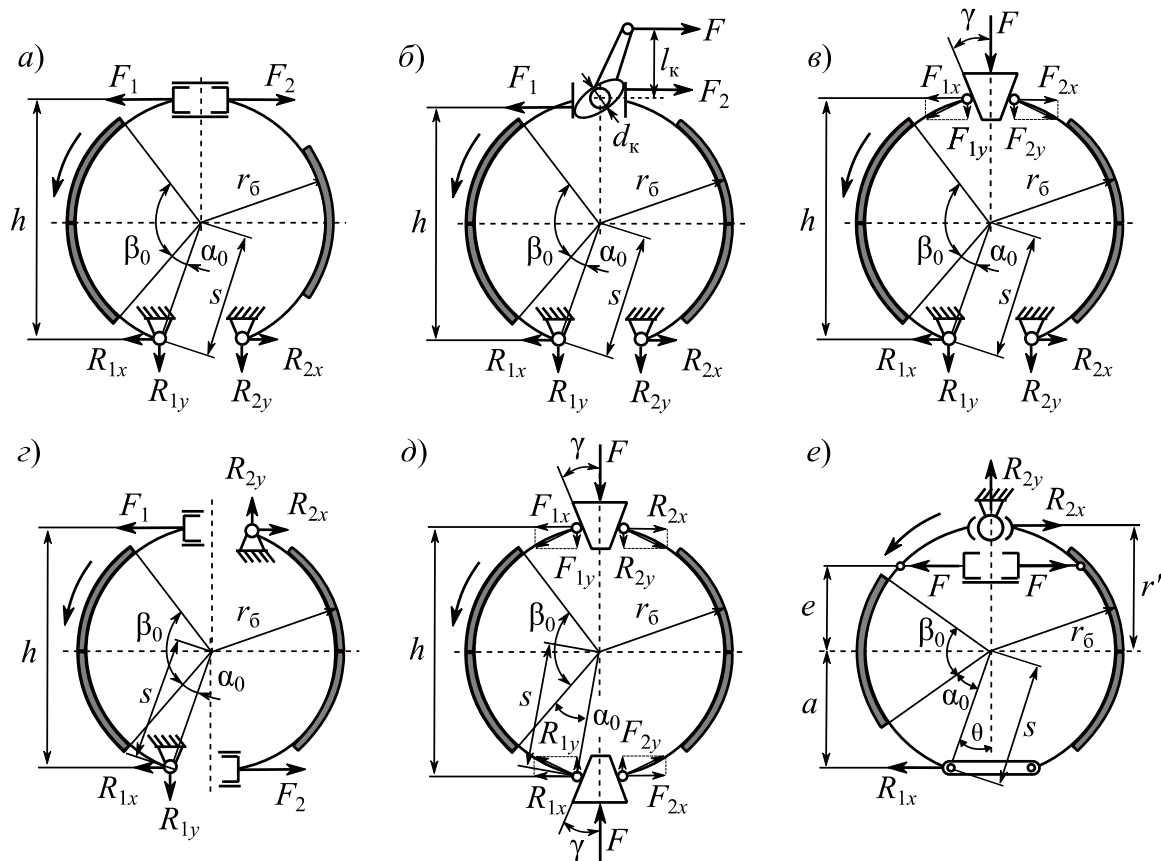
$$C^* = \frac{F_{тр1} + F_{тр2}}{0,5(F_1 + F_2)} \quad (3.5)$$

является обобщенным критерием эффективности действия тормозного механизма.

Расчётные зависимости для определения коэффициентов эффективности тормозных механизмов основных типов (рисунок 3.4) даны в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Расчетные формулы для определения коэффициентов эффективности барабанных и дисковых тормозных механизмов

Схема механизма	Коэффициент эффективности колодки		Коэффициент эффективности тормоза
	первичной	вторичной	
Рисунок 3.4, а	$C_1 = \frac{\mu h}{r_6(A_1 - \mu B_1)}$	$C_2 = \frac{\mu h}{r_6(A_2 + \mu B_2)}$	$C^* = C_1 + C_2$
Рисунок 3.4, б	$C_1 = \frac{\mu h}{r_6(A - \mu B)}$	$C_2 = \frac{\mu h}{r_6(A + \mu B)}$	$C^* = \frac{4C_1 C_2}{C_1 + C_2}$
Рисунок 3.4, в	$C_1 = \frac{\mu h}{r_6(A - \mu B)}$	$C_2 = \frac{\mu h}{r_6(A + \mu B)}$	
Рисунок 3.4, г	$C_1 = \frac{\mu h}{r_6(A - \mu B)}$	$C_2 = \frac{\mu h}{r_6(A - \mu B)}$	
Рисунок 3.4, д		$C_2 = C_3 + C_1 C_4 - C_5$; $C_3 = \frac{\mu(r' - e)}{A_2 - \mu B_2}$; $C_4 = \frac{(a + r')(E + \mu D)}{(A_2 - \mu B_2)[\cos(\alpha_0) - \cos(\alpha_0 + \beta_0)]}$; $C_5 = \frac{\mu(a + r')}{A_2 - \mu B_2}$;	$C^* = C_1 + C_2$
Рисунок 3.4, е	$C_1 = \frac{\mu(a + e)}{r_6(A_1 - \mu B_1)}$	$E = \frac{1}{4}[\sin(2\alpha_0 + \theta) - \sin(2(\alpha_0 + \beta_0) + \theta)] + \frac{1}{2}(\alpha_1 \cos \theta - \alpha_0 \cos \theta)$; $D = \frac{1}{4}[\cos(2\alpha_0 + \theta) - \cos(2(\alpha_0 + \beta_0) + \theta)] + \frac{1}{2}(\alpha_0 \sin \theta - \alpha_1 \sin \theta)$	
Рисунок 3.3, б	$C_1 = \mu$	$C_2 = \mu$	



a – «simplex» с поршневым разжимным устройством; *б* – «simplex» с кулачковым разжимным устройством; *в* – «simplex» с клиновым разжимным устройством; *г* – «duplex» с поршневым разжимным устройством; *д* – «duo-duplex» с клиновым разжимным устройством; *е* – «duo-servo» с поршневым разжимным устройством

Рисунок 3.4 – Схемы для расчёта барабанных тормозных механизмов

Для барабанных тормозов они получены из уравнений равновесия сил, действующих на колодки с учётом следующих допущений:

- эпюра распределения нормальных давлений по длине накладки изменяется по синусоидальному закону;
- распределение давления по ширине накладки является равномерным;
- коэффициент трения μ между накладкой и барабаном остаётся постоянным. При выполнении расчетов значение μ для всех типов тормозов принимают равным 0,3...0,35.

В таблице 3.3 символами *A* и *B* обозначены характеристические коэффициенты колодок барабанных тормозных механизмов. Их вычисляют по следующим формулам:

$$A = \frac{s \sin 2\alpha_0 - \sin 2(\alpha_0 + \beta_0) + 2\beta_0}{r_\delta 4[\cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \beta_0)]}; \quad (3.6)$$

$$B = 1 - \frac{s}{2r_\delta} [\cos \alpha_0 + \cos(\alpha_0 + \beta_0)]. \quad (3.7)$$

Приводную силу тормозного механизма F определяют из условия обеспечения требуемого момента трения $M_{\text{тр}}$ по формуле

$$F = \frac{M_{\text{т.р}}}{C^* r k_{\text{п}} \eta_{\text{р.у}}}, \quad (3.8)$$

где r – радиус рабочей поверхности тормоза; для барабанного механизма $r = r_{\text{б}}$; для дискового $r = r_{\text{д}}$;

$\eta_{\text{р.у}}$ – КПД разжимного устройства: поршневого $\eta_{\text{р.у}} = 0,96 \dots 0,98$; кулачкового $\eta_{\text{р.у}} = 0,6 \dots 0,7$; клинового $\eta_{\text{р.у}} = 0,8 \dots 0,95$; дискового тормоза с пневмоприводом $\eta_{\text{р.у}} = 0,90 \dots 0,95$;

$k_{\text{п}}$ – коэффициент передачи усилия исполнительного устройства тормозного привода к колодкам.

Значение коэффициента $k_{\text{п}}$ для тормозов с поршневым разжимным устройством (см. рисунок 3.4, *а, з, е*) принимают равным единице.

Для тормозных механизмов с кулачковым разжимным устройством (см. рисунок 3.4, *б*)

$$k_{\text{п}} = l_{\text{к}} / d_{\text{к}}, \quad (3.9)$$

где $l_{\text{к}}$ – плечо действия силы на штоке тормозной камеры относительно оси поворота кулака;

$d_{\text{к}}$ – диаметр кулака.

Для тормозных механизмов с клиновым разжимным устройством (см. рисунок 3.4, *в, д*)

$$k_{\text{п}} = 0,5 \operatorname{ctg} \gamma, \quad (3.10)$$

где γ – угол наклона клина, $\gamma = 5^\circ \dots 6^\circ$.

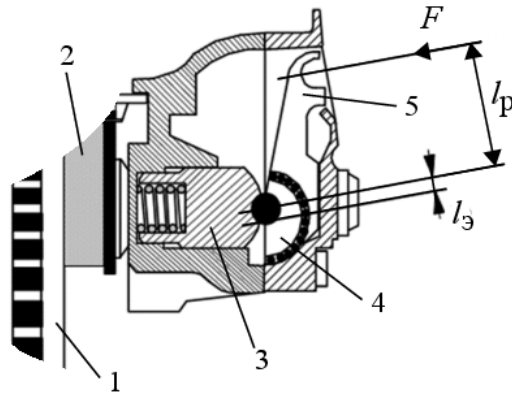
Для дискового тормозного механизма с пневмоприводом (рисунок 3.5)

$$k_{\text{п}} = l_{\text{р}} / l_{\text{э}}, \quad (3.11)$$

где $l_{\text{р}}$ – плечо действия силы на штоке тормозной камеры относительно оси поворота рычага;

$l_{\text{э}}$ – величина эксцентриситета эксцентрикового подшипника.

При расчёте барабанных тормозных механизмов следует произвести проверку на отсутствие условия самоблокирования активной колодки. Чтобы гарантированно избежать самоблокирования, значение отношения A/B должно быть не менее 0,5.



1 – диск; 2 – колодка; 3 – толкатель; 4 – эксцентриковый подшипник; 5 – рычаг

Рисунок 3.5 – Схема дискового тормозного механизма с пневматическим приводом

3.4 Определение максимальных давлений на фрикционных накладках

Максимальное давление на фрикционной накладке активных колодок тормозов, выполненных по схеме «simplex», «duplex» и «duo-duplex»,

$$P_{н.маx} = \frac{F h}{r_0^2 b_H [\cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \beta_0)](A - \mu B)}. \quad (3.12)$$

Для тормоза типа «duo-servo» максимальное давление на первичной колодке определяют по формуле (3.12), приняв в ней $h = a + e$, $A = A_1$, $B = B_1$ (см. рисунок 3.4, e); давление на вторичной колодке этого тормоза

$$P_{н.маx} = \frac{F(r' - e) + R_x(a + r')}{r_0^2 b_H [\cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \beta_0)](A_2 - \mu B_2)}, \quad (3.13)$$

где R_x – реактивная сила первичной колодки, передаваемая на вторичную колодку через промежуточное звено,

$$R_x = \frac{F(r' - e)(E + \mu D)}{r_0 [\cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \beta_0)](A_1 - \mu B_1)} - F. \quad (3.14)$$

Значения коэффициентов E и D в (3.14) находят по формулам, приведенным в таблице 3.3.

Максимальное давление на фрикционной накладке дискового тормозного механизма

$$p_{н.маx} = F / A_H, \quad (3.15)$$

где A_H – площадь накладки.

Полученные значения максимальных давлений $p_{н.маx}$ сравнивают с предельно допустимым значением $[p_{н.маx}]$. Если $p_{н.маx} > [p_{н.маx}]$, то повышают

площадь накладки, увеличив её ширину b_n для барабанных тормозов, или изменив соотношения внешнего r_1 и внутреннего r_2 радиусов, коэффициент взаимного перекрытия колодки и диска (см. рисунок 3.3). Значение $[p_{н.макс}]$ принимают равным 2,5 МПа.

3.5 Определение реакций в опорах колодок

Из уравнений проекций на координатные оси X и Y внешних сил, действующих на колодку, можно получить следующие формулы для вычисления горизонтальной R_x и вертикальной R_y проекций реакции опоры на колодку барабанного тормоза (см. рисунок 3.4):

$$R_x = F \left[\frac{h}{r_0 [\cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \beta_0)]} \frac{E \pm \mu D}{A \mp \mu B} - 1 \right]; \quad (3.16)$$

$$R_y = \frac{Fh}{r_0 [\cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \beta_0)]} \frac{D \mp \mu E}{A \mp \mu B}. \quad (3.17)$$

В уравнениях (3.16) и (3.17) для активной колодки берутся верхние знаки в скобках, нижние для пассивной колодки, коэффициенты E и D вычисляются по формулам, приведенным в таблице 3.3.

Результирующая реакция опоры на колодку

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (3.18)$$

3.6 Определение параметров тормозного барабана

При проектировании тормозных барабанов используют приближенную методику расчёта, считая, что барабан состоит из двух частей (цилиндра и диска), деформации которых независимы. При таком подходе барабан можно рассматривать как тонкостенный цилиндр бесконечной длины и определять расчётную толщину стенки барабана по формуле

$$s_p = \frac{p_{н.макс} d_0}{2[\sigma]}, \quad (3.19)$$

где $[\sigma]$ – допустимое напряжение растяжения материала стенки, $[\sigma] = 0,3\sigma_b$ (для серого чугуна марки СЧ21-40 $\sigma_b = 210$ МПа).

Действительная толщина стенки барабана s_d принимается с учётом требований жесткости и теплоёмкости. Рекомендуется принимать s_d в 1,4–1,6 раза больше s_p . При выполнении барабана с наружными рёбрами, расположенными по окружности для увеличения жёсткости и площади охлаждения, толщина

стенки барабана, измеряемая по впадине рёбер, принимается $(0,7 \dots 0,8) s_d$. Длина неоребрённого участка $l = (0,2 \dots 0,4) b_n$.

3.7 Определение показателей тепловой нагруженности тормозных механизмов

К показателям тепловой нагруженности тормозного механизма относят удельную работу трения и приращение объёмной температуры барабана (диска) за одно торможение.

Удельная работа трения тормозного механизма i -й оси автомобиля

$$L_{\text{уд}(i)} = \frac{m_i v_0^2}{2 A_{c(i)}}, \quad (3.20)$$

где m_i – масса автомобиля, приходящаяся на колесо;

v_0 – начальная скорость торможения, принимается по данным таблицы 2.1;

$A_{c(i)}$ – суммарная площадь тормозных накладок тормозного механизма.

Значение m_i определяется по выражению

$$m_i = \frac{M_{\text{тp}i}}{g r_{k0} \varphi_{\text{max}}}, \quad (3.21)$$

где $M_{\text{тp}i}$ – расчётный момент трения тормозного механизма i -й оси автомобиля.

Удельная работа трения $L_{\text{уд}}$ для наиболее нагруженного тормозного механизма должна находиться в пределах $10 \dots 20$ МДж/м².

Приращение объёмной температуры барабана (диска) тормозного механизма i -й оси за одно торможение

$$\Delta T_i = \frac{m_i v_0^2}{2 m_{\text{пi}} C}, \quad (3.22)$$

где $m_{\text{пi}}$ – часть массы барабана или диска, участвующая в поглощении теплого потока;

C – удельная теплоемкость материала барабана (диска); для стали $C = 480$ Дж/(кг·°С); для чугуна $C = 523 \dots 540$ Дж/(кг·°С).

При расчёте $m_{\text{пi}}$ учитывается только та часть массы барабана или диска, которая непосредственно примыкает к поверхности накладок. Для барабана это цилиндрическая часть, для диска – кольцевая часть с шириной, равной ширине тормозной накладки.

Для барабанного тормозного механизма значение $m_{\text{пi}}$ вычисляют по формуле

$$m_{\text{пi}} = \rho \pi \left[(r_{\text{б}} + s_d)^2 - r_{\text{б}}^2 \right] b_n, \quad (3.23)$$

где ρ – плотность материала барабана; для стали $\rho = 7800 \dots 8000 \text{ кг/м}^3$; для чугуна $\rho = 7250 \dots 7600 \text{ кг/м}^3$.

Для дискового тормозного механизма

$$m_{\text{ш}} = \rho \pi (r_1^2 - r_2^2) b_{\text{д}}, \quad (3.24)$$

где r_1, r_2 – внешний и внутренний радиусы накладки (см. рисунок 3.3, б);

$b_{\text{д}}$ – толщина диска.

Приращение объёмной температуры барабана или диска, вычисленное по формуле (3.22), не должно превышать $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Если это условие не соблюдается, то увеличивают толщину стенки барабана $s_{\text{д}}$ или диска $b_{\text{д}}$ и повторяют расчёт.

3.8 Расчёты на прочность деталей тормозных механизмов

Скоба дискового тормозного механизма рассчитывается на изгиб и на раскрытие при изгибе. При этом скоба представляется в виде кривого бруса (рисунок 3.6).

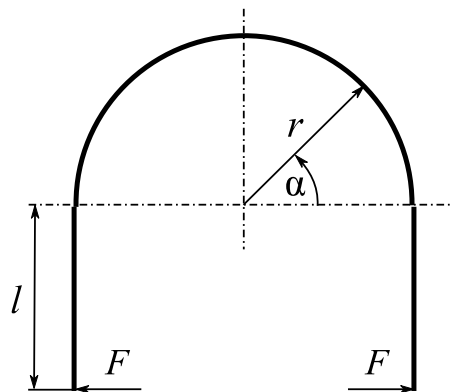


Рисунок 3.6 – Расчётная схема скобы дискового тормозного механизма с гидроприводом

Изгибающий момент

$$M_{\text{и}} = F [l + r \sin(\pi - \alpha)], \quad (3.25)$$

где F – приводная сила тормозного механизма;

l – плечо действия приводной силы относительно оси изгиба бруса.

Наибольшему значению момента соответствует $\alpha = \pi/2$. Наибольшее напряжение в сечении скобы

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{F(l+r)}{W} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (3.26)$$

где W – момент сопротивления изгибу скобы;

$[\sigma_{\text{и}}]$ – допустимое напряжение изгиба; для чугунных и стальных скоб $[\sigma_{\text{и}}] = 250 \dots 450 \text{ МПа}$; для алюминиевых скоб $[\sigma_{\text{и}}] = 200 \dots 300 \text{ МПа}$.

Перемещение концевых сечений скобы Δ , учитываемое при компоновке тормоза, определяют по следующей формуле, полученной на основе энергетического метода Мора:

$$\Delta = \frac{F}{EJ} \left[\frac{l^3}{3} + r \left(l^2 \frac{\pi}{2} + r^2 \frac{\pi}{4} + 2rl \right) \right], \quad (3.27)$$

где E – модуль Юнга; для чугуна $E = (1,15 \dots 1,55) \cdot 10^5$ МПа; для стали $E = (2,0 \dots 2,1) \cdot 10^5$ МПа; для алюминия $E = (0,69 \dots 0,71) \cdot 10^5$ МПа;

J – момент инерции сечения скобы.

Если сечение скобы представить прямоугольником с шириной B и высотой H , то $W = BH^2 / 6$, $J = BH^3 / 12$.

Болты крепления барабана (диска) проверяются на срез для усилия, определяемого по формуле

$$F_{\text{ср}} = \frac{M_{\text{т.р}}}{R_{\text{б}}}, \quad (3.28)$$

напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{ср}}}{nA_{\text{б}}} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (3.29)$$

где $R_{\text{б}}$ – радиус окружности, по которой расположены болты;

n – число болтов;

$A_{\text{б}}$ – площадь поперечного сечения болтов по окружности впадин резьбы;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение среза для материала болтов; для болтов, выполненных из качественной углеродистой стали, $[\tau_{\text{ср}}] = 110$ МПа.

Вал разжимного кулака барабанного тормоза подвергается действию крутящего момента

$$M_{\text{кр}} = Fl_{\text{к}}, \quad (3.30)$$

где F – приводная сила тормозного механизма;

$l_{\text{к}}$ – плечо действия силы на штоке тормозной камеры относительно оси поворота кулака (см. рисунок 3.4, б).

Для вала разжимного кулака диаметром $d_{\text{к}}$ полярный момент сопротивления сечения

$$W = 0,2d_{\text{к}}^3. \quad (3.31)$$

Напряжение кручения вала

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W} \leq [\tau_{\text{кр}}], \quad (3.32)$$

где $[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение кручения; для стали 45 с закалкой ТВЧ (наиболее часто применяемый материал для изготовления разжимных кулаков) $[\tau_{кр}] = 130$ МПа.

Шлицевая часть вала разжимного кулака рассчитывается на смятие шлицев:

$$\sigma_{см} = \frac{10M_{кр}}{ml_{ш}(D_H^2 - D_B^2)} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.33)$$

где m – число шлицев;

$l_{ш}$ – длина шлицевой части;

D_H – наружный диаметр шлицев;

D_B – внутренний диаметр шлицев;

$[\sigma_{см}]$ – допустимое напряжение смятия; для малоуглеродистых сталей $[\sigma_{см}] = 160...230$ МПа; для серого чугуна $[\sigma_{см}] = 110...140$ МПа; для ковкого чугуна $[\sigma_{см}] = 160$ МПа.

Опоры колодок барабанных тормозных механизмов рассчитывают на срез и смятие. Напряжение среза

$$\tau_{ср} = \frac{R}{A_{оп}} \leq [\tau_{ср}], \quad (3.34)$$

где R – результирующая реакция опоры на колодку, которая вычисляется по формуле (3.18);

$A_{оп}$ – площадь поперечного сечения опоры колодки;

$[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза для материала опоры колодок.

Напряжение смятия опоры колодок

$$\sigma_{см} = \frac{R}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.35)$$

где $A_{см}$ – площадь смятия; для опоры диаметром $d_{оп}$ и толщиной ребра колодки t_p площадь смятия $A_{см} = d_{оп}t_p$.

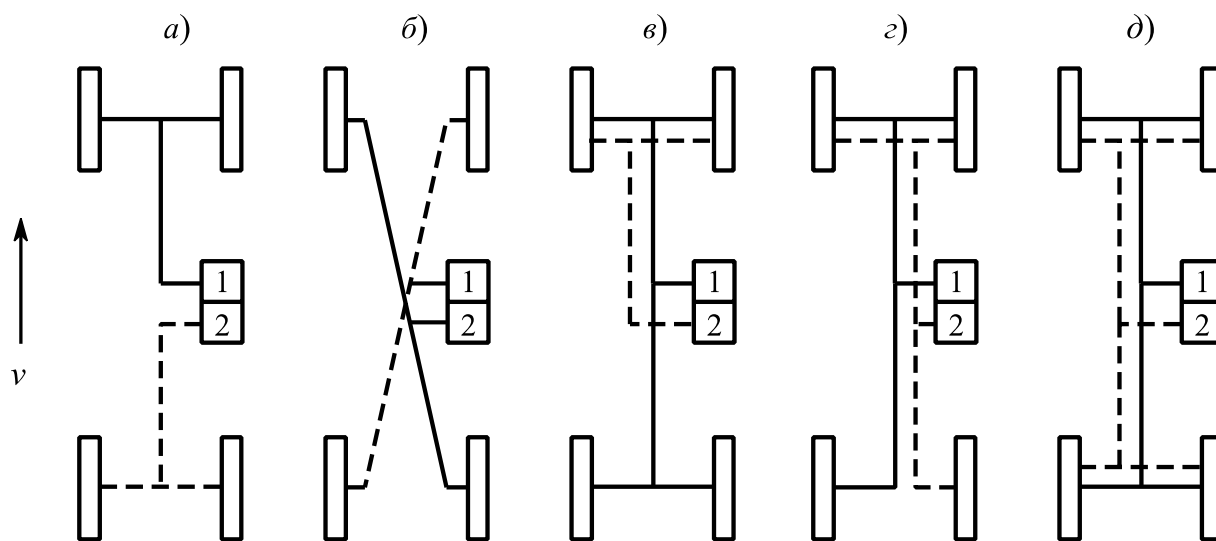
Также на смятие рассчитывают нижние концы колодок барабанных тормозных механизмов с двумя степенями свободы.

4 Тормозные приводы

4.1 Выбор типа тормозного привода

Тормозные приводы по способу передачи энергии к тормозным механизмам подразделяются на механические, гидравлические, пневматические, комбинированные. Механический привод применяют только в стояночной тормозной системе. Область применения гидравлического привода – легковые автомобили, а также грузовые автомобили полной массой до 8 т и карьерный автотранспорт. Пневматический тормозной привод применяют на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, на автобусах и автопоездах. Среди комбинированных приводов на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, а также на автопоездах применение нашли пневмогидравлический и электропневматический тормозной приводы, а на легковых автомобилях – электрогидравлический привод.

Согласно существующим нормативным документам, приводы тормозных систем должны быть двухконтурными. Существует пять основных схем разделения привода на тормозные контуры (рисунок 4.1).



а – схема II; б – схема X; в – схема HI; г – схема LL; д – схема HH

Рисунок 4.1 – Схемы двухконтурных тормозных приводов

Схема с осевым разделением контуров типа II (см. рисунок 4.1, а) характеризуется тем, что один контур действует на тормозные механизмы колес передней оси автомобиля, а второй – на колеса задней оси. Эта схема применяется преимущественно на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, отличается простотой разводки контуров и сравнительно невысокой стоимостью. Остаточная эффективность торможения при выходе из строя одного из контуров составляет 30 %...40 % от эффективности полной системы.

Каждый контур схемы с диагональным разделением контуров типа X

(см. рисунок 4.1, б) действует на одно колесо передней оси и диагонально расположенное колесо задней оси. Схема широко используется на легковых автомобилях. Недостатком схемы является снижение устойчивости движения автомобиля при выходе из строя одного из контуров. Этот недостаток устраняют применением отрицательных плеч обкатки управляемых колес. Эффективность торможения автомобиля при выходе из строя одного из контуров составляет 50 %.

Схема с разделением контуров типа *HI* (см. рисунок 4.1, в) – один контур служит для торможения колес переднего и заднего моста, а второй – только колес переднего моста. Остаточная эффективность торможения одним из контуров составляет 70 %...75 %.

Схема с разделением контуров типа *LL* (см. рисунок 4.1, г) – каждый контур действует на колеса переднего моста и на одно из колес заднего моста. Остаточная эффективность торможения при отказе одного из контуров составляет 80 %...85 %.

Схема полного дублирования типа *HH* (см. рисунок 4.1, д) – каждый тормозной контур действует на обе оси автомобиля. Остаточная эффективность торможения исправного контура составляет 100 %.

Схемы *II* и *X* являются стандартными. Высокая чувствительность к неисправности контура в результате перегрева одного из колес указывает на серьезный конструктивный недостаток схем *HI*, *LL*, *HH*, т. к. подобная неисправность может привести к полному отказу тормозной системы.

Исходя из достоинств и недостатков каждого из приводов, необходимо для проектируемого автомобиля выбрать тормозной привод, наилучшим способом обеспечивающий выполнение предъявляемых к нему требований. При этом следует учитывать тип проектируемого автомобиля, его массу и максимальную скорость движения. Для выбранного тормозного привода необходимо привести его схему и выполнить статический расчёт.

4.2 Гидравлический привод тормозов

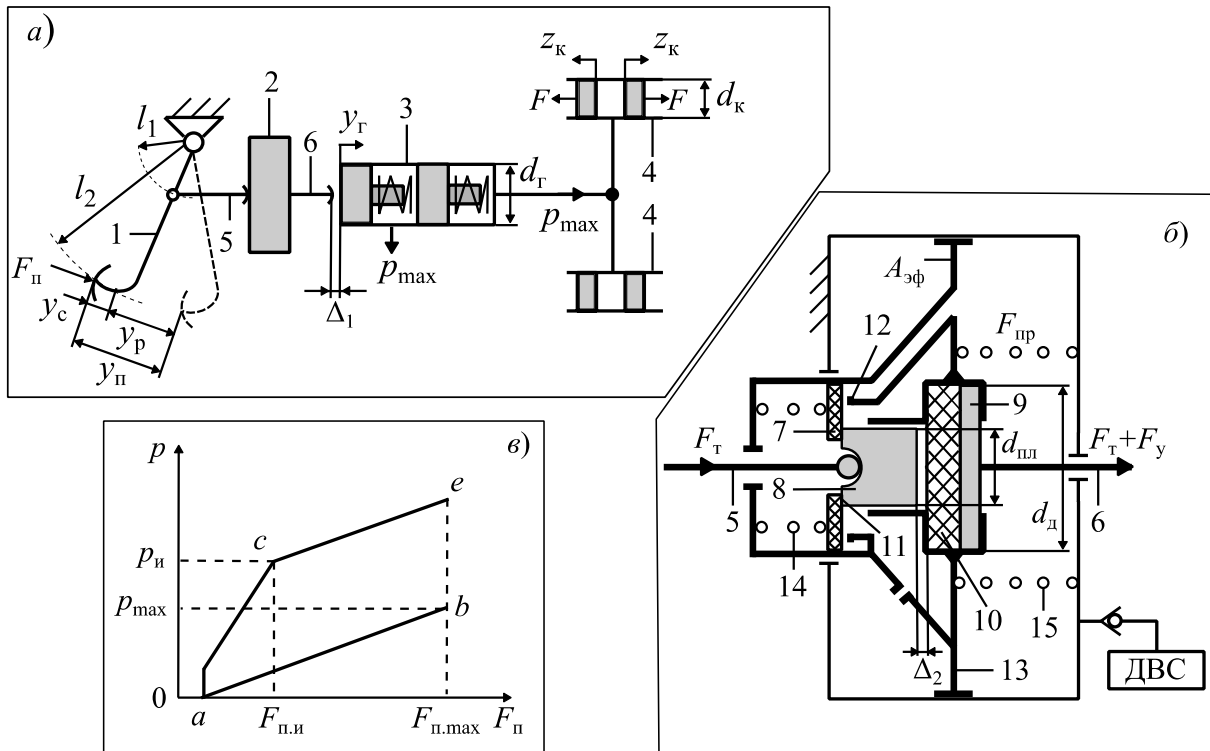
4.2.1 *Статический расчёт гидравлического привода.* Статический расчёт гидравлического привода заключается в определении конструктивных параметров основных его элементов: диаметров главного и колёсного тормозных цилиндров, передаточного числа педального привода, хода тормозной педали и коэффициента усиления усилителя (рисунок 4.2).

Исходными данными для проведения расчёта являются величины приводных сил F тормозных механизмов, предельно допустимые значения усилия на педали тормоза $[F_{п}]$ и ее перемещения $[y_{п}]$.

Диаметры колёсных тормозных цилиндров находят по формуле

$$d_k = \sqrt{\frac{4F}{\pi p_{\max}}}, \quad (4.1)$$

где p_{\max} – максимальное давление рабочей жидкости в контуре привода, $p_{\max} = 5 \dots 10$ МПа.



a – схема привода; *б* – схема однокамерного вакуумного усилителя; *в* – статическая характеристика привода; 1 – педаль тормоза; 2 – усилитель; 3 – главный тормозной цилиндр; 4 – колесные тормозные цилиндры; 5 – толкатель усилителя; 6 – шток усилителя; 7 – резиновый клапан; 8 – плунжер; 9 – стальной диск; 10 – реактивная упругая шайба; 11 – атмосферный клапан; 12 – вакуумный клапан; 13 – поршень; 14 – пружина клапана; 15 – пружина поршня; Δ_1 – зазор между штоком усилителя и главным тормозным цилиндром; Δ_2 – зазор между плунжером и упругой шайбой

Рисунок 4.2 – Гидравлический привод тормозной системы

Диаметр d_g главного тормозного цилиндра, как правило, мало отличается от диаметра d_k колёсного цилиндра. Обычно в выполненных конструкциях с барабанными тормозными механизмами соблюдаются соотношения: $d_{k1}/d_g = 1,0...1,5$; $d_{k2}/d_g = 0,9...1,2$. В конструкциях с дисковыми тормозными механизмами на передних колёсах и с барабанными на задних: $d_{k1}/d_g = 2,1...2,4$; $d_{k2}/d_g = 1,0...1,2$. Размеры главных и колёсных тормозных цилиндров некоторых автомобилей приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Диаметры тормозных цилиндров в гидроприводе

Диаметр тормозных цилиндров, мм	Автомобиль				
	ЗА3-1102	ВА3-2108	АЗЛК-2141	ГА3-24	ГА3-66
Главного	19	21	21	24	32
Колесных:					
переднего	45	28	34 и 43	32	35
заднего	16	21	22	32	35

Учитывая приведённые соотношения, задаются величиной диаметра главного тормозного цилиндра и определяют максимальное усилие на тормозной педали

$$F_{п.маx} = \frac{\pi d_{\Gamma}^2 p_{маx}}{4u_{п} \eta_{п}} \quad (4.2)$$

и величину хода педали

$$y_{п} = y_{p} + y_{c} = \left(\frac{\beta}{d_{\Gamma}^2} \sum_{i=1}^n z_{ki} d_{ki}^2 \right) u_{п} + y_{c}, \quad (4.3)$$

где d_{Γ} – диаметр главного тормозного цилиндра;

$u_{п}$ – передаточное отношение педального привода, $u_{п} = l_2 / l_1$ (см. рисунок 4.2, а), принимаемое по компоновке; обычно при наличии вакуумного усилителя $u_{п} = 3...4$; без усилителя $u_{п} = 6...7$;

$\eta_{п}$ – КПД педального привода, $\eta_{п} = 0,8$;

$y_{п}$ – полный ход педали тормоза;

y_{p} – рабочий ход педали тормоза;

y_{c} – свободный ход педали, обусловленный наличием зазоров Δ_1 и Δ_2 в приводе (см. рисунок 4.2, а), $y_{c} = 3...5$ мм;

β – коэффициент, учитывающий влияние податливости элементов гидропривода на перемещение поршней колесных цилиндров, $\beta = 1,1...1,3$;

n – число колесных тормозных цилиндров, обслуживаемых главным тормозным цилиндром;

z_{ki} – полный ход двух поршней i -го колесного цилиндра;

d_{ki} – диаметр поршня i -го колесного цилиндра.

Значение z_{ki} для дискового тормозного механизма принимают равным 0,20...0,70 мм, а для барабанного тормоза рассчитывают по формуле

$$z_{ki} = \frac{2h(\delta + \lambda)}{a}, \quad (4.4)$$

где h и a – геометрические параметры тормозного механизма (см. рисунок 3.3, а);

δ – допустимый радиальный зазор между серединой фрикционной накладкой и барабаном, $\delta = 0,2...0,6$ мм;

λ – допустимый радиальный износ тормозной накладкой, $\lambda = 2...3$ мм.

Полный ход педали тормоза должен удовлетворять условию

$$y_{п} \leq (0,6...0,7)[y_{п}]. \quad (4.5)$$

Это необходимо для того, чтобы надёжно обеспечить заданную величину давления тормозной жидкости при износе фрикционных накладок. При этом также должно выполняться неравенство

$$F_{п.маx} \leq [F_{п}]. \quad (4.6)$$

Если условия (4.5) и (4.6) не выполняются, изменяют параметры привода.

Величину коэффициента усиления вакуумного усилителя выбирают такой, чтобы излом статической характеристики (точка *c* на рисунке 4.4, *в*) происходил в точке с координатами

$$F_{п.и} = (0,3...0,5)F_{п.маx}; \quad p_{и} = k_3 p_{маx}, \quad (4.7)$$

где k_3 – коэффициент запаса по давлению, $k_3 = 1,3...1,5$.

В точке излома следящий режим работы усилителя завершается (участок *ас*) и начинается работа усилителя в режиме насыщения (участок *се*).

Коэффициент усиления, удовлетворяющий сформулированному требованию, определяют по формуле

$$k_y = k_3 F_{п.маx} / F_{п.и}. \quad (4.8)$$

Вычисленное значение округляют в большую сторону с точностью до одного знака после запятой. Большинство усилителей современных конструкций с одной вакуумной камерой имеют коэффициент усиления $k_y = 3...5$, с двумя вакуумными камерами – $k_y = 6...7$.

4.2.2 Определение параметров вакуумного усилителя. Определение конструктивных параметров вакуумного усилителя осуществляют исходя из необходимости достижения требуемого коэффициента усиления k_y .

Коэффициент усиления в режиме следящего действия ($F_{п} \leq F_{п.и}$ (см. рисунок 4.2, *в*))

$$k_y = m \left(\frac{d_d^2}{d_{пл}^2} - 1 \right) + 1 - \frac{F_{пр}}{F_{п.и} u_{п} \eta_{п}}, \quad (4.9)$$

а в режиме насыщения ($F_{п} > F_{п.и}$)

$$k_y = 1 + \frac{m \Delta p A_{э,п} - F_{пр}}{F_{п.и} u_{п} \eta_{п}}, \quad (4.10)$$

где m – количество вакуумных камер усилителя;

d_d – диаметр стального диска;

$d_{пл}$ – диаметр плунжера;

$A_{э,п}$ – эффективная площадь поршня;

$F_{пр}$ – усилие отжимной пружины поршня, $F_{пр} = 100...150$ Н;

Δp – максимальное расчетное разряжение, создаваемое двигателем, $\Delta p = 0,08$ МПа.

Эффективную площадь поршня усилителя $A_{э.п}$ находят из уравнения (4.10), диаметр плунжера $d_{пл}$ выбирают из конструктивных соображений, величину площади диска d_d определяют из уравнения (4.9).

После определения параметров усилителя строят статическую характеристику привода – зависимость давления p , развиваемого главным тормозным цилиндром, от усилия на педали тормоза $F_{п} \in (0, \dots, F_{п.маx})$. При неработающем усилителе (см. рисунок 4.2, б, участок ab) статическая характеристика описывается уравнением

$$p = \begin{cases} 0, & \text{если } F_{п} u_{п} \eta_{п} \leq F_{пр}; \\ \frac{F_{п} u_{п} \eta_{п} - F_{пр}}{A_{г}}, & \text{если } F_{п} u_{п} \eta_{п} > F_{пр}, \end{cases} \quad (4.11)$$

а при работающем усилителе (см. рисунок 4.2, б, участок ace) – уравнением

$$p = \begin{cases} 0, & \text{если } F_{п} \leq \frac{F_{пр}}{u_{п} \eta_{п}}; \\ \frac{4(F_{п} u_{п} \eta_{п} k_{ac} - F_{пр})}{\pi d_{г}^2}, & \text{если } \frac{F_{пр}}{u_{п} \eta_{п}} < F_{п} \leq F_{п.и}; \\ \frac{4(F_{п} u_{п} \eta_{п} k_{ce} - F_{пр})}{\pi d_{г}^2}, & \text{если } F_{п} > F_{п.и}, \end{cases} \quad (4.12)$$

где k_{ac} – коэффициент усиления в режиме следящего действия усилителя, вычисляют по формуле (4.9);

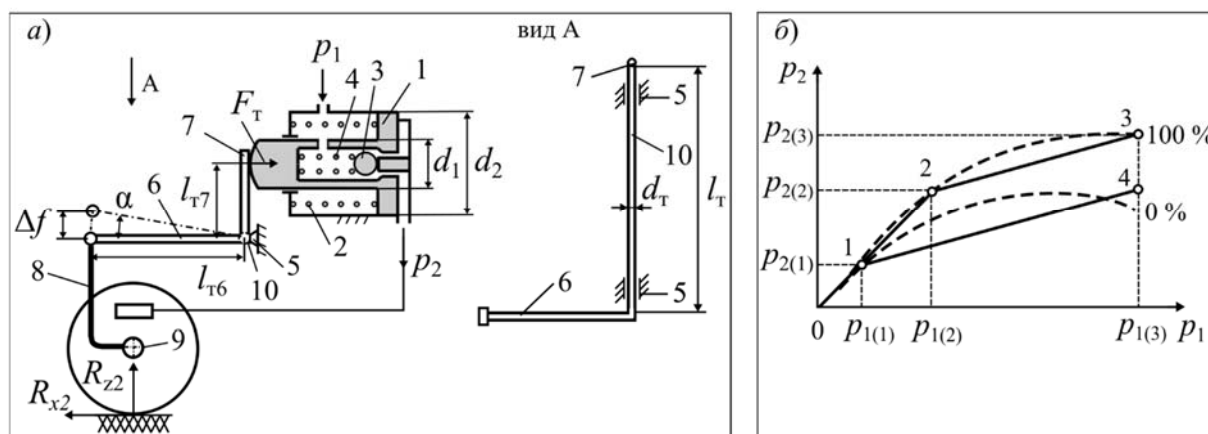
k_{ce} – коэффициент усиления при работе усилителя в режиме насыщения, определяют по формуле (4.10).

4.2.3 Определение параметров регулятора тормозных моментов с пропорциональным клапаном. Регулятор тормозных сил с пропорциональным клапаном автоматически регулирует давление в приводе задних тормозов в зависимости от усилия на педаль тормоза и вертикальной нагрузки на задние колёса с целью снижения вероятности заноса автомобиля при торможении.

Одна из широко применяемых конструкций регулятора тормозных моментов показана на рисунке 4.3.

Корпус с поршнем 1 укреплен на кузове. На поршень от рычага 7 действует сила F_T от торсиона 10. Другой конец торсиона соединен с балкой заднего моста 9 через рычаг 6 и тягу 8. В положении, показанном на рисунке, регулятор обеспечивает равенство давлений p_1 и p_2 (отрезок 0–2 статической характеристики), т. к. шариковый клапан находится в открытом состоянии. Как только p_1 станет больше давления срабатывания регулятора $p_{1(2)}$, поршень перемещается

влево и шариковый клапан закрывается. Начиная с этого момента рост давления в контуре задних тормозов изменяется в соответствии с отрезком 2–3.



a – схема регулятора; *б* – зависимость давления в задних тормозных механизмах p_2 от давления в передних тормозных механизмах p_1 : 100 % и 0 % соответствуют степени нагрузки на автомобиль; ломаная линия 0–2–3 – статическая характеристика регулятора для груженого состояния автомобиля; ломаная линия 0–1–4 – статическая характеристика регулятора для снаряженного состояния автомобиля; 1 – дифференциальный поршень; 2 – пружина поршня; 3 – шарик; 4 – пружина шарика; 5 – опоры торсиона; 6, 7 – рычаги торсиона; 8 – тяга; 9 – балка заднего моста; 10 – торсион; α – угол закручивания торсиона; Δf – прогиб подвески

Рисунок 4.3 – Автоматический регулятор тормозных сил с пропорциональным клапаном

Расчёт регулятора тормозных сил заключается в определении его основных конструктивных параметров: диаметров d_1 и d_2 поршня; диаметра d_T и длины l_T торсиона. Исходными данными являются графики идеального распределения давлений в контурах привода $p_2 = f(p_1)$ для гружёного и снаряжённого состояний автомобиля. Их строят по следующим формулам, варьируя коэффициент сцепления шин с дорогой φ от 0,1 до φ_{\max} с шагом 0,05:

$$p_1 = \frac{r_{k0} m_a g \varphi}{2k_1 L} (l_2 + h_c \varphi) + p_{c1}; \quad (4.13)$$

$$p_2 = \frac{r_{k0} m_a g \varphi}{2k_2 L} (l_1 - h_c \varphi) + p_{c2}, \quad (4.14)$$

где k_1 и k_2 – коэффициенты пропорциональности между давлением в контуре и моментом трения, развиваемым тормозными механизмами передней и задней оси автомобиля соответственно;

p_{c1} и p_{c2} – давление в контуре, необходимое для приведения колодок в контакт с барабаном или диском передних и задних тормозов соответственно; для барабанных тормозных механизмов $p_c = 0,70 \dots 1,72$ МПа; для дисковых $p_c = 0,035 \dots 0,070$ МПа.

Значения коэффициентов k_i , $i = 1, \dots, 2$ находят по формуле

$$k_i = A_{\text{к.ци}} C_i^* r_i k_{\text{пи}} \eta_{\text{р.уи}}, \quad (4.15)$$

где $A_{\text{к.ци}}$ – площадь колёсного тормозного цилиндра тормозных механизмов i -го моста. Физический смысл остальных параметров в выражении (4.15) такой же, как в формуле (3.8).

Последовательность определения параметров регулятора тормозных моментов следующая.

1 Аппроксимируют ломаными линиями 0–2–3 график идеального распределения давлений в контурах привода при 100-процентной степени нагрузки автомобиля (см. рисунок 4.3, б). Отрезок 0–2 проводят из начала координат под углом 45° к оси абсцисс до пересечения с рассматриваемой кривой в точке 2. Соединив эту точку прямой линией с точкой 3 – конечной точкой графика $p_2 = f(p_1)$, получают статическую характеристику регулятора для гружёного состояния автомобиля. Построение статической характеристики регулятора для снаряжённого состояния автомобиля (ломаная линия 0–1–4) осуществляют с учётом необходимости выполнения двух требований: точка 1 излома характеристики должна принадлежать отрезку 0–2; угол наклона отрезка 1–4 должен быть таким же, как и угол наклона отрезка 2–3.

2 Находят координаты точек излома статической характеристики регулятора $p_{1(1)}$, $p_{2(1)}$ для снаряжённого состояния и $p_{1(2)}$, $p_{2(2)}$ для груженого состояния автомобиля, а также величину коэффициента передачи регулятора:

$$k_{\text{рег}} = \frac{p_{2(3)} - p_{2(2)}}{p_{1(3)} - p_{1(2)}}. \quad (4.16)$$

3 Записывают уравнения равновесия сил, действующих на поршень регулятора в точках излома статической характеристики:

$$F_{\text{пр2}} + F_{\text{т2}} = \frac{\pi d_1^2}{4} p_{1(2)}; \quad (4.17)$$

$$F_{\text{пр1}} + F_{\text{т1}} = \frac{\pi d_1^2}{4} p_{1(1)}, \quad (4.18)$$

где $F_{\text{пр1}}$ и $F_{\text{пр2}}$ – усилие пружины поршня в точках 1 и 2 статической характеристики регулятора;

$F_{\text{т1}}$ и $F_{\text{т2}}$ – сила, создаваемая торсионом на поршне в точках 1 и 2 излома статической характеристики регулятора.

В первом приближении можно считать, что $F_{\text{пр1}} \approx F_{\text{пр2}}$. Поэтому, вычитая (4.18) из (4.17), получим

$$F_{\text{т2}} - F_{\text{т1}} = \frac{\pi d_1^2}{4} (p_{1(2)} - p_{1(1)}). \quad (4.19)$$

Уравнению (4.19) можно придать следующий вид:

$$\frac{c_T}{l_{T7}}(\alpha_{T2} - \alpha_{T1}) = \frac{c_T}{l_{T6} l_{T7}}(f_2 - f_1) = \frac{\pi d_1^2}{4}(p_{1(2)} - p_{1(1)}), \quad (4.20)$$

где c_T – жесткость торсиона;

α_{T1} и α_{T2} – углы закручивания торсиона в точках 1 и 2 статической характеристики регулятора;

f_1 и f_2 – прогибы подвески заднего моста в точках 1 и 2 статической характеристики регулятора.

Жёсткость торсиона

$$c_T = \frac{\pi d_T^4 G}{32 l_T}, \quad (4.21)$$

где d_T – диаметр торсиона;

G – модуль упругости второго рода, $G = 8,5 \cdot 10^{10}$ Па;

l_T – длина торсиона.

Прогиб подвески заднего моста в i -й точке излома статической характеристики регулятора вычисляют по формуле

$$f_{(i)} = \frac{g m_a l_1 / L - g m_{H2}}{c_{H2}} - \frac{2 [k_1 (p_{1(i)} - p_{c1}) + k_2 (p_{2(i)} - p_{c2})]}{r_{K0}} \frac{h_c}{c_{H2} L}, \quad (4.22)$$

где m_{H2} – масса неподрессоренных частей заднего моста;

c_{H2} – суммарная жесткость задней подвески.

4 Из конструктивных соображений задаются величиной диаметра поршня d_1 , из условий компоновки регулятора на автомобиле определяют длины торсиона l_T , рычагов l_{T6} , l_{T7} и вычисляют диаметр торсиона:

$$d_T = \sqrt[4]{\frac{8 l_T l_{T6} l_{T7} d_1^2 (p_{1(2)} - p_{1(1)})}{G (f_{T2} - f_{T1})}}. \quad (4.23)$$

5 Определяют диаметр поршня регулятора

$$d_2 = \frac{d_1}{\sqrt{1 - k_{\text{пер}}}}. \quad (4.24)$$

6 Вычисляют напряжение кручения торсиона

$$\tau = \frac{f_{T2} d_T G}{2 l_T l_{T6}}. \quad (4.25)$$

Полученное значение напряжения не должно превышать 850...950 МПа для

стали марки 45ХНМФА. Угол закручивания торсиона в точке 2 статической характеристики $\alpha_{\tau 2} = f_{\tau 2} / l_{\tau 6}$ не должен превышать $25^{\circ} \dots 30^{\circ}$.

4.3 Пневматический привод тормозов

В тормозных системах с пневматическим приводом тормозные механизмы приводятся в действие энергией сжатого воздуха, и для обеспечения пропорциональности между приводными силами в тормозных механизмах и силой, прикладываемой к тормозной педали, в тормозные приводы включают следящие устройства, которые изменяют давление воздуха в приводе в соответствии с положением тормозной педали.

В курсовой работе необходимо разработать принципиальную схему пневматического привода тормозов и выполнить статический расчёт, который включает в себя:

- выбор исполнительных механизмов (тормозных камер, цилиндров);
- определение параметров тормозного крана, усилия на тормозной педали и её хода;
- расчёт лучевого регулятора тормозных моментов;
- определение подачи компрессора и диаметров пневмомагистралей.

4.3.1 Выбор исполнительных элементов пневмопривода. Исполнительные элементы выполняются в двух вариантах: в виде тормозных цилиндров и в виде мембранных камер.

Тормозные цилиндры имеют большой ход штока, постоянство усиления независимо от хода штока и высокую надёжность. Однако в сравнении с тормозными камерами они более сложны по конструкции, менее чувствительны к изменению давления воздуха (начальная чувствительность тормозного цилиндра с поршнем составляет 5 %...10 %) и требуют дополнительной защиты от загрязнений.

Тормозные камеры более просты по устройству, не имеют трущихся элементов, что обеспечивает высокую чувствительность к изменению давления воздуха. Однако существенным недостатком тормозных камер является зависимость усилия на штоке от его хода, т. к. при перемещении мембраны активная площадь её изменяется, причём нелинейно (уменьшается с увеличением хода штока).

Выбор тормозной камеры (цилиндра) осуществляют по величине эффективной площади её мембраны (площади поршня). Активная площадь исполнительного элемента

$$A_{\text{и.э}} = \frac{F}{p}, \quad (4.26)$$

где F – приводная сила тормозного механизма (см. рисунки 3.3 и 3.4);

p – расчетное давление воздуха в приводе при торможении, $p = 0,7$ МПа.

В настоящее время применяются тормозные камеры типов 9, 12, 16, 20, 24, 30 и 36 для барабанных тормозных механизмов и типов 14, 16, 18, 20, 22, 24 для

дисковых тормозов. Тип камеры определяет величину активной площади её мембраны, измеренной в квадратных дюймах. Параметры тормозных камер, производимых компанией WABCO для барабанных и дисковых тормозных механизмов, приведены в таблицах 4.2–4.5.

Таблица 4.2 – Характеристики тормозных камер WABCO для барабанных тормозных механизмов с кулачковым разжимным устройством. Типы 9–36

Тип	F_k , Н	Максимальное рабочее давление, бар	s_p , мм	s_{max} , мм	V_k , см ³
9	$606 p - 242$	8,5	$0,64 p + 44$	60	280
12	$766 p - 230$		$0,57 p + 46$	60	400
16	$1056 p - 317$		$0,86 p + 68$	75	750
20	$1218 p - 244$		$0,74 p + 69$	75	850
24	$1426 p - 285$		$0,56 p + 70$	75	930
30	$1944 p - 389$		$0,67 p + 62$	75	1150
36	–		–	76	1650

Примечание – F_k – средняя сила на штоке – полусумма сил, развиваемых штоком при ходе 1/3 и 2/3 от s_{max} ; s_p – рабочий ход поршня – ход, при котором развиваемое поршнем усилие достигает 90 % от F_k ; s_{max} – максимальный ход штока камеры; p – давление в мембранной камере, бар; V_k – рабочий объем камеры при 2/3 от рабочего хода и $p = 6$ бар

Таблица 4.3 – Характеристики тормозных камер WABCO для дисковых тормозных механизмов. Типы 14–24

Тип	F_k , Н	Максимальное рабочее давление, бар	s_p , мм	s_{max} , мм	V_k , см ³
14	$861 p - 255$	10	$1,40 p + 40$	57	600
16	$1062 p - 308$		$0,54 p + 46$	57	600
18	$1138 p - 330$		$1,19 p + 47$	64	680
20	$1210 p - 351$	10,2	$1,00 p + 55$	64	710
22	$1332 p - 373$		$0,79 p + 50$	64	810
24	$1453 p - 407$		$0,57 p + 48$	64	810

Примечание – Физический смысл параметров F_k , s_p , s_{max} и V_k такой же, как в таблице 4.2

Таблица 4.4 – Характеристики тормозных камер с пружинными аккумуляторами WABCO для барабанных тормозных механизмов

Тип	Максимальное рабочее давление, бар	Максимальный ход штока мембранной камеры, мм	Рабочий объем мембранной камеры, см ³	Рабочий объем цилиндра аккумулятора, см ³	Усилие, развиваемое пружинным аккумулятором, кН	Давление растормаживания, бар
16/24	8,5	65	1130	1800	10,5	4,6 ± 0,3
20/24			800	1400	10	
24/24			800	1400	10	
24/30			800	1400	9,25	
30/24			1130	1400	10	
30/30			1130	1800	12	

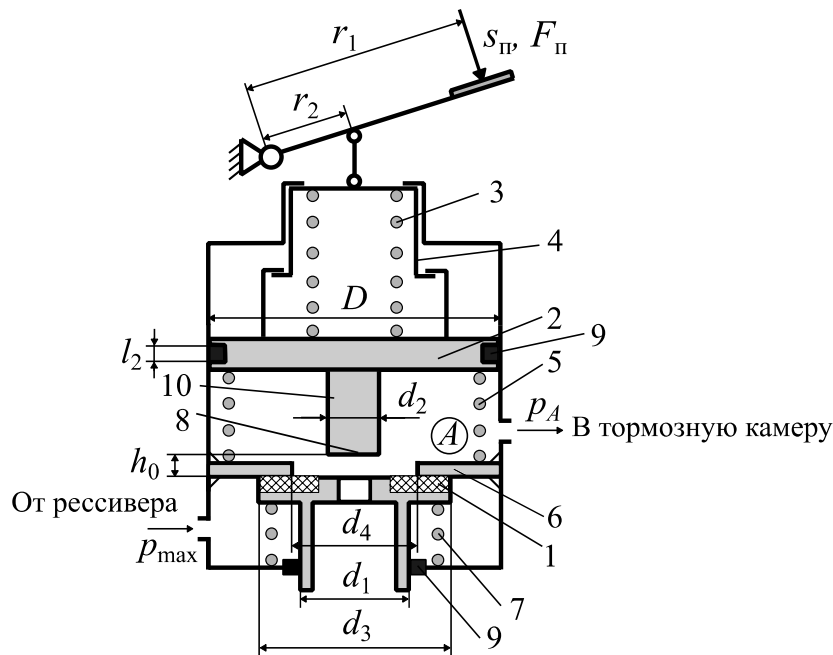
Таблица 4.5 – Характеристики тормозных камер с пружинными аккумуляторами WABCO для дисковых тормозов

Тип	Максимальное рабочее давление, бар	Максимальный ход штока мембранной камеры, мм	Рабочий объем мембранной камеры, см ³	Рабочий объем цилиндра аккумулятора, см ³	Усилие, развиваемое пружинным аккумулятором, кН	Давление растормаживания, бар
14/16	8,5	57	540	1200	8,75	5,1 ± 0,3
14/24		57	540	1400	10,2	
16/16		57	540	1200	8,75	
16/24		57	540	1400	10,2	
18/24		64	800	1400		
20/24		64	600	1400		
24/24		57	800	1400		

Тормозные цилиндры применяются на автомобилях, где необходимо большее перемещение штока. Зарубежные фирмы выпускают семейства тормозных цилиндров с диаметром от 65 до 200 мм и рабочим ходом $s_p = 90...180$ мм.

4.3.2 Определение параметров тормозного крана. На этапе проектирования составляется расчётная схема тормозного крана (рисунок 4.4), задаётся его желаемая статическая характеристика – график зависимости давления на выходе крана от усилия на педали тормоза – и определяются основные конструктивные параметры, обеспечивающие статическую характеристику: диаметр следящего поршня D , жесткость c_3 и предварительная деформация x_{30} упругого элемента 3, передаточное отношение педального привода u_n , внешний d_3 и внутренний d_4 диаметры седла впускного клапана 6, диаметр толкателя поршня d_2 , жесткость c_5 и предварительная деформация x_{50} отжимной пружины 5,

предварительный натяг $F_{пр7}$ пружины клапана 1, диаметр d_1 плунжера клапана 1.



1 – клапан; 2 – поршень следящего механизма; 3 – упругий элемент следящего механизма; 4 – подвижная опора; 5 – отжимная пружина поршня; 6 – седло клапана впускного; 7 – пружина клапана; 8 – седло выпускного клапана; 9 – резиновые уплотнительные кольца; 10 – шток поршня

Рисунок 4.4 – Расчётная схема сечения тормозного крана

Определение параметров проводится в следующем порядке.

1 Строят статическую характеристику тормозного крана (рисунок 4.5).

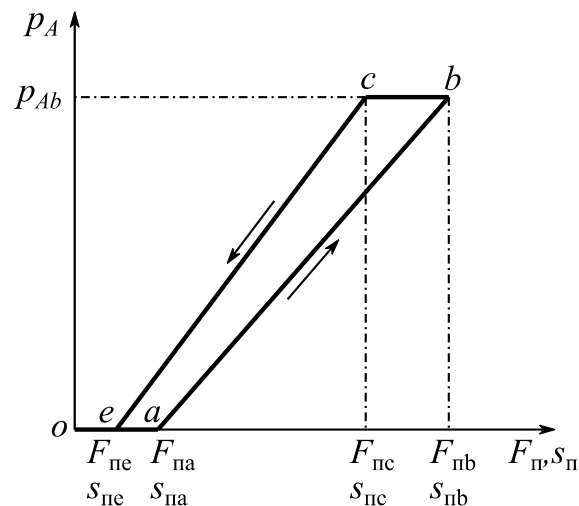


Рисунок 4.5 – Желаемая статическая характеристика тормозного крана

Линия oa соответствует перемещению педали и следящего поршня от начального положения до положения, при котором давление клапана 1 на седло 6 уменьшается и, следовательно, начинает расти давление в полости A . Этот

участок представляет собой начальную зону нечувствительности тормозного крана. Линия ab изображает нарастание давления в полости A при дальнейшем перемещении тормозной педали от положения $s_{па}$ до положения $s_{пб}$. Линия bc соответствует обратному движению (отпусканию) педали, при котором не происходит падения давления в полости A , что обуславливает зону нечувствительности крана. Линия ce соответствует обратному ходу педали от положения $s_{пс}$ начала падения давления p_A до положения педали $s_{пе}$, в котором давление p_A равно нулю.

2 Задаются желаемыми значениями параметров статической характеристики в точках a и b . Рекомендуется принимать $F_{па} = 20...40$ Н, $s_{па} = 20...40$ мм, $F_{пб} = 250...350$ Н, $s_{пб} = 110...150$ мм, $p_{max} = 0,8$ МПа, $p_{Ab} = q p_{max}$, $q = 0,85...0,90$.

3 Значения диаметров d_1 , d_3 , d_4 , а также усилие преднатяга $F_{пр7}$ пружины 7 выбирают из условия, чтобы при $p_A = 0$ давление в контакте впускного клапана 1 с седлом 6 было равным $(1,25...1,30) p_{max}$, т. е. из необходимости выполнения неравенства

$$1,25p_{max} \leq \frac{F_{пр7} + p_{max} 0,25\pi(d_3^2 - d_1^2)}{0,25\pi(d_3^2 - d_4^2)} \leq 1,30p_{max}. \quad (4.27)$$

4 Определяют передаточное отношение педали тормоза

$$u_{п} = s_{па} / h_0, \quad (4.28)$$

где h_0 – зазор между клапаном 1 и толкателем поршня, $h_0 = 2,5...4,0$ мм.

По условию компоновки привода педали находят сочетание значений длин рычагов r_1 и r_2 , удовлетворяющих выражению $u_{п} = r_1 / r_2$.

5 Записывают уравнения равновесия сил, действующих на следящий поршень в момент отрыва клапана 1 от седла 6 в точках a и b статической характеристики:

– точка a :

$$F_{па} u_{п} = c_5 (x_{50} + h_0) + F_{пр7} + 0,25\pi p_{max} (d_3^2 - d_1^2); \quad (4.29)$$

– точка b :

$$F_{пб} u_{п} = c_5 (x_{50} + h_0) + F_{пр7} + 0,25\pi p_{max} (d_3^2 - d_1^2) + 0,25\pi p_{Ab} (D^2 - d_2^2) + \mu \pi D l_2 p_{Ab}, \quad (4.30)$$

где μ – коэффициент трения уплотнительного кольца о стенку цилиндра, $\mu = 0,10...0,15$;

l_2 – ширина контакта между уплотнением поршня и стенкой цилиндра.

Слагаемое $\mu \pi D l_2 p_{Ab}$ в правой части уравнения (4.30) представляет собой

силу трения уплотнения поршня о стенку цилиндра.

Из совместного решения уравнений (4.29) и (4.30) находят формулу для определения диаметра d_2 штока 10:

$$d_2 = \sqrt{D^2 - \frac{4[(F_{\text{пб}} - F_{\text{па}})u_{\text{п}} - \mu\pi D l_2 p_{Ab}]}{\pi p_{Ab}}}. \quad (4.31)$$

Вычисляют диаметр d_2 при выбранном значении диаметра поршня D . Если подкоренное выражение в формуле (4.31) получилось отрицательным, увеличивают диаметр поршня и повторяют расчёт.

6 Выражают значения сил $F_{\text{па}}$ и $F_{\text{пб}}$ через параметры упругого элемента 3 следящего механизма:

$$F_{\text{па}} u_{\text{п}} = c_3 \left(x_{30} + \frac{s_{\text{па}}}{u_{\text{п}}} \right); \quad (4.32)$$

$$F_{\text{пб}} u_{\text{п}} = c_3 \left(x_{30} + \frac{s_{\text{пб}} - s_{\text{па}}}{u_{\text{п}}} \right). \quad (4.33)$$

Решив систему уравнений (4.32) и (4.33) относительно переменных c_3 и x_{30} , находят формулы для определения жесткости и предварительной деформации упругого элемента 3 следящего механизма:

$$c_3 = \frac{(F_{\text{пб}} - F_{\text{па}})u_{\text{п}}^2}{s_{\text{пб}} - 2s_{\text{па}}}; \quad (4.34)$$

$$x_{30} = \frac{F_{\text{па}} u_{\text{п}}}{c_3} - \frac{s_{\text{па}}}{u_{\text{п}}}. \quad (4.35)$$

7 Вычисляют жесткость отжимной пружины 5 поршня по формуле

$$c_5 = \frac{F_{\text{па}} u_{\text{п}} - F_{\text{пр7}} - 0,25\pi p_{\text{max}} (d_3^2 - d_1^2)}{x_{50} + h_0}, \quad (4.36)$$

полученной из уравнения (4.29). Значением предварительной деформации пружины x_{50} задаются.

Из условия равновесия следящего поршня 2 в точке c статической характеристики, соответствующей отрыву толкателя 10 от клапана 1, можно записать

$$F_{\text{пс}} = \left[c_5 (x_{50} + h_0) + 0,25\pi p_{Ab} (D^2 - d_2^2) - \mu\pi D l_2 p_{Ab} \right] / u_{\text{п}}. \quad (4.37)$$

Из условия равновесия следящего поршня 2 в точке e статической характеристики имеем

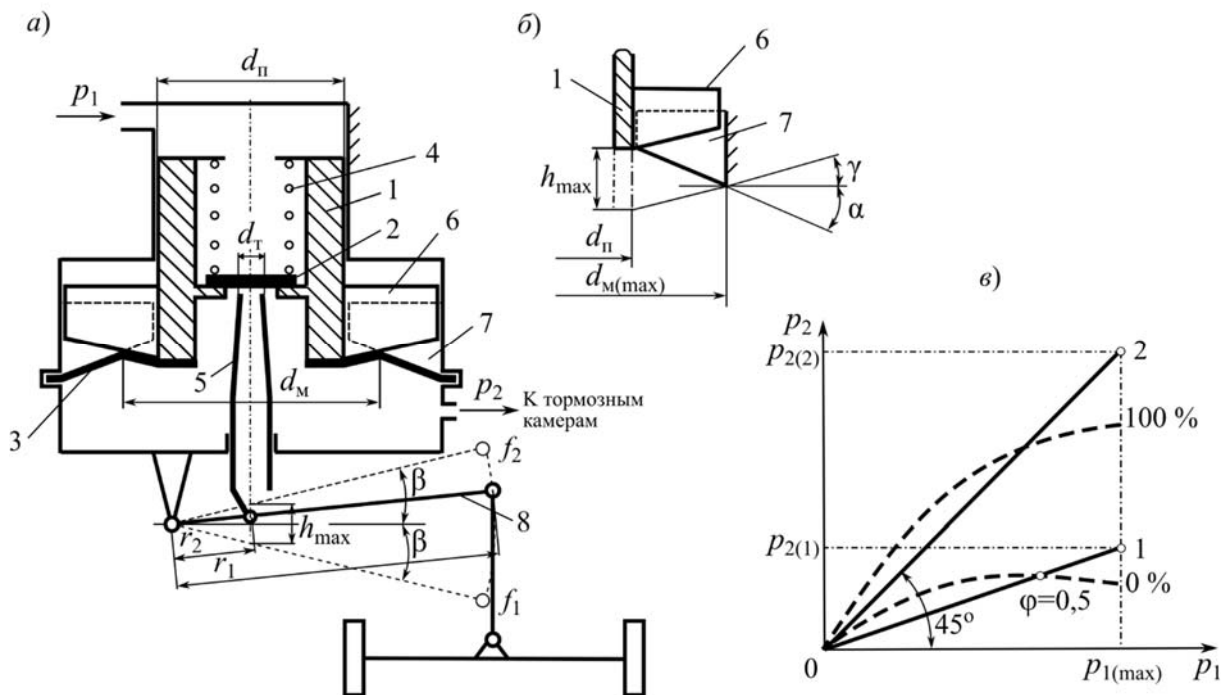
$$F_{\text{пе}} = c_5 (x_{50} + h_0) / u_{\text{п}}. \quad (4.38)$$

В заключение по уравнениям (4.29), (4.30), (4.37) и (4.38) строится расчётная статическая характеристика тормозного крана и вычисляется гистерезис статической характеристики по усилию на педали тормоза:

$$\delta_r = \frac{F_{\text{пб}} - F_{\text{пс}}}{F_{\text{пб}}} 100 \% . \quad (4.39)$$

4.3.3 Определение параметров лучевого регулятора тормозных моментов.

Лучевой регулятор тормозных моментов, применяемый в пневматическом приводе тормозов, показан на рисунке 4.6, а.



а – схема регулятора; б – схема для определения максимального перемещения поршня регулятора; в – зависимость давления в задних тормозных механизмах p_2 от давления в передних тормозных механизмах p_1 : 100 % соответствуют гружённому состоянию автомобиля, 0 % – снаряжённому состоянию автомобиля; линия 0–2 – статическая характеристика регулятора для груженого состояния автомобиля; линия 0–1 – статическая характеристика регулятора для снаряжённого состояния автомобиля; 1 – поршень; 2 – клапан; 3 – мембрана; 4 – пружина клапана; 5 – толкатель; 6 – ребра поршня; 7 – ребра корпуса; 8 – рычаг

Рисунок 4.6 – Лучевой регулятор тормозных сил

Статическая характеристика этого регулятора (зависимость между давлениями p_2 и p_1) выглядит как прямая (луч) с началом в точке $p_2 = p_1 = 0$ (см. рисунок 4.6, в) и описывается уравнением

$$p_2 = \frac{d_{\text{II}}^2}{d_{\text{M}}^2 - d_{\text{T}}^2} p_1 = k_p p_1, \quad (4.40)$$

где d_{II} – диаметр поршня;

d_m – активный диаметр мембраны;
 d_T – диаметр толкателя;
 k_p – коэффициент передачи регулятора.

В процессе функционирования регулятора активный диаметр мембраны 3 изменяется в зависимости от положения поршня 1. Когда поршень находится в крайнем верхнем положении, соответствующем грузеному состоянию автомобиля, рёбра поршня 6 не касаются мембраны, поэтому $d_m \approx d_{\Pi}$. При опускании поршня его рёбра начинают опираться на мембрану, которая при этом отходит от рёбер корпуса 7, активный диаметр увеличивается, достигая максимального значения $d_{m(\max)}$ в снаряженном состоянии. Положение поршня определяется толкателем 5, который через рычаг 8 связан с балкой заднего моста.

Проектный расчёт регулятора заключается в определении основных конструктивных параметров, обеспечивающих статическую характеристику. Исходными данными является идеальная характеристика распределения давлений в тормозном приводе для грузёного и снаряжённого состояний автомобиля. Её строят по уравнениям (4.13) и (4.14). Значения коэффициентов k_i , $i = 1, \dots, 2$ в этих уравнения определяют по формуле

$$k_i = A_{и.э(i)} C_i^* r_i k_{п(i)} \eta_{р.у(i)}, \quad (4.41)$$

где $A_{и.э(i)}$ – эффективная площадь тормозной камеры (цилиндра) тормозных механизмов i -го моста. Физический смысл остальных параметров в выражении (4.41) такой же, как в формуле (3.8).

Определение и выбор конструктивных параметров регулятора начинают с аппроксимации идеальной характеристики лучами, выходящими из начала координат (см. рисунок 4.6, в). По результатам построений находят значения давлений $p_{1(\max)}$, $p_{2(1)}$ и $p_{2(2)}$ в точках 1 и 2 статической характеристики и вычисляют коэффициент передачи регулятора в снаряженном состоянии автомобиля:

$$k_p = p_{2(1)} / p_{1(\max)}. \quad (4.42)$$

Значения параметров d_{Π} и d_T выбирают по конструктивным соображениям. Максимальное значение активного диаметра мембраны вычисляют по формуле

$$d_{m(\max)} = \sqrt{d_T^2 + \frac{d_{\Pi}^2}{k_p}}. \quad (4.43)$$

На основании рисунка 4.6, б находят максимальное перемещение поршня

$$h_{\max} = \frac{d_{m(\max)} - d_{\Pi}}{2} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \gamma), \quad (4.44)$$

где α – угол наклона рёбер корпуса, $\alpha = 26^\circ \dots 30^\circ$;
 γ – угол наклона рёбер поршня, $\gamma = 13^\circ \dots 15^\circ$.

Далее определяют параметры рычажного привода регулятора (длины r_1 и r_2 рычага и угол β). Длиной r_2 задаются из конструктивных соображений. Рекомендуется принимать $r_2 = 15 \dots 20$ мм. Из геометрических соотношений рисунка 4.6, б следует, что

$$h_{\max} = 2r_2 \sin \beta. \quad (4.45)$$

Отсюда угол поворота рычага регулятора

$$\beta = \arcsin \left(\frac{h_{\max}}{2r_2} \right). \quad (4.46)$$

Длину r_1 рычага регулятора находят по формуле

$$r_1 = \frac{f_2 - f_1}{2 \sin \beta}, \quad (4.47)$$

где f_1 и f_2 – прогибы подвески заднего моста в точках 1 и 2 статической характеристики.

Значения f_1 и f_2 определяют по следующим формулам:

$$f_1 = \frac{gm_a l_1 / L - gm_{н2}}{c_{п2}} - \frac{2 \left[k_1 (p_{1(\max)} - p_{c1}) + k_2 (p_{2(1)} - p_{c2}) \right]}{r_{к0}} \frac{h_c}{c_{п2} L}; \quad (4.48)$$

$$f_2 = \frac{gm_a l_1 / L - gm_{н2}}{c_{п2}} - \frac{2 \left[k_1 (p_{1(\max)} - p_{c1}) + k_2 (p_{2(2)} - p_{c2}) \right]}{r_{к0}} \frac{h_c}{c_{п2} L}, \quad (4.49)$$

где $m_{н2}$ – масса неподрессоренных частей заднего моста;

$c_{п2}$ – суммарная жесткость задней подвески.

4.3.4 Определение подачи компрессора и диаметров трубопроводов. Расход воздуха за одно торможение V_T равен сумме объёмов исполнительных элементов $V_{и.э}$ (тормозных камер, цилиндров), объёмов аппаратов V_a , участвующих в подготовке сжатого воздуха и управлении пневмопривода и объёма соединяющих трубопроводов $V_{тр}$:

$$V_T = V_{и.э} + V_a + V_{тр}. \quad (4.50)$$

Объём исполнительных элементов $V_{и.э}$ определяется экспериментально или рассчитывается по заданным параметрам: диаметру диафрагмы (поршня) и величине хода штока диафрагмы (поршня). Для выполненных конструкций тормозных камер следует использовать данные таблиц 4.2–4.5. Объёмы остальных аппаратов пневмопривода и объём соединяющих их трубопроводов определяются также исходя из параметров конструкций.

Общий объём ресиверов V_p рабочей тормозной системы должен быть таким, чтобы после восьмикратного полного нажатия на тормозную педаль давление сжатого воздуха не опускалось ниже давления, достигнутого при первом торможении:

$$p_8 \geq 0,5 p_1, \quad (4.51)$$

где p_1 , p_8 – давление в системе при первом и восьмом торможениях соответственно, $p_1 = 0,8$ МПа.

Данное соотношение давлений в приводе обеспечивается при величине объёма ресиверов

$$V_p = (20...25)V_{и.э}. \quad (4.52)$$

Количество ресиверов рабочей тормозной системы определяется для каждого контура исходя из двух типоразмеров ресиверов: 20 и 40 л. Для стояночной, запасной и вспомогательной тормозных систем устанавливаются дополнительные ресиверы.

Масса воздуха, затрачиваемая на одно полное торможение,

$$m_b = \frac{pV_T}{RT}, \quad (4.53)$$

где p – давление воздуха в тормозных камерах (цилиндрах);

R – удельная газовая постоянная воздуха;

T – термодинамическая температура воздуха.

Расход воздуха

$$m_T = m_b n, \quad (4.54)$$

где n – число полных торможений в минуту.

Обычно для расчёта принимается $p = 0,7$ МПа, $R = 287,14$ Дж/(кг·К), $T = 293,15$ К, $n = 1$.

Для обеспечения надёжной работы компрессора необходимо, чтобы массовая подача воздуха Q_m превосходила в 4–6 раз массовый расход воздуха за одно полное торможение

$$Q_m = (4...6)m_T. \quad (4.55)$$

Необходимая объёмная подача компрессора пневмопривода

$$Q_V = \frac{Q_m RT}{p_{вх}}, \quad (4.56)$$

где $p_{вх}$ – давление воздуха на входе в компрессор, $p_{вх} = 0,1$ МПа.

По величине Q_V и каталогам производится подбор компрессора с необходимой подачей.

Внутренний диаметр трубопровода

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{тр}}}{\pi v_{\text{в}}}}, \quad (4.57)$$

где $Q_{\text{тр}}$ – расход жидкости через трубопровод;

$v_{\text{в}}$ – рекомендуемая скорость течения воздуха в трубопроводе,
 $v_{\text{в}} = 10 \dots 20$ м/с.

Список литературы

1 Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть / Под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 220 с.

2 **Нарбут, А. Н.** Автомобили: Рабочие процессы и расчет механизмов и систем : учебник для студентов высших учебных заведений / А. Н. Нарбут. – 2-е изд., испр. – Москва: Академия, 2008. – 256 с.

3 **Лукин, П. П.** Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин, П. П. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – Москва: Машиностроение, 1984. – 376 с.

4 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения: Правила ЕЭК ООН №13 (10)/Пересмотр 6. – Введ. 01.07.10. – Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации, 2010. – 280 с.

5 **Беляев, В. М.** Проектирование тормозных систем автомобиля: в 2 ч. Ч. 1: Тормозная динамика автомобилей. Тормозные механизмы: учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию для студентов специальности Т 04.06 «Автомобили» / В. М. Беляев, В. Г. Иванов, Л. А. Молибошко. – Минск: БНТУ, 2000. – 47 с.