

**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Саратовский государственный аграрный университет
имени Н.И.Вавилова**

**Методические указания по выполнению
практических занятий по
расчёту дисковых и
барабанно-колодочных тормозов**

Направление подготовки
20.05.01 Пожарная безопасность

Саратов 2016

УДК А65

Методические указания по выполнению практических занятий по расчёту дисковых и барабанно-колодочных тормозов: Методические указания /ост. А.В. Русинов. Саратов: ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, 2016. 30 с.

Содержание

1. Упрощённый расчёт дисковых тормозов	4
1.1. Определение максимально возможного тормозного (требуемого) момента	4
1.2. Расчёт тормозных моментов, создаваемых на дисковом тормозном механизме	5
1.3. Определение хода педали дискового тормоза	7
1.4. Среднее удельное давление на фрикционную накладку тормозного механизма	9
1.5. Удельная работа трения	9
1.6. Повышение температуры тормозного диска при однократном торможении	10
2. Пример расчёта дискового тормоза для автомобиля категории М1	11
2.1. Исходные данные	11
2.2. Уточнение диаметров d_1 и d_2 тормозных цилиндров и необходимого давления в тормозном гидроприводе	11
2.3. Расчёт хода педали дискового тормоза	12
2.4. Определение среднего удельного давления на фрикционную накладку тормозного механизма	13
2.5. Удельная работа трения	13
2.6. Повышение температуры при однократном торможении	14
3. Уточнение параметров тормозной системы для автомобиля категории М1, обеспечивающих нормативный тормозной путь при установке барабанно-колодочных тормозных механизмов	14
3.1. Определение хода педали тормоза при установке барабанно-колодочных тормозных механизмов с гидравлическим приводом	20
3.2. Пример расчёта хода педали тормоза для автомобиля категории М1	23
4. Уточнение параметров тормозной системы для автомобиля категории М1, обеспечивающих нормативный тормозной путь, при установке передних дисковых и задних барабанно-колодочных тормозных механизмов	24
4.1. Расчёт тормозных моментов, которые необходимо реализовать на одном колесе передней и задней оси	24
4.2. Расчёт тормозных моментов, создаваемых на дисковых тормозных механизмах передних колёс	25
4.3. Расчёт тормозных моментов, создаваемых на барабанно-колодочных тормозных механизмах задних колёс	27
4.4. Определение хода тормозной педали автомобиля с передними дисковыми и задними барабанно-колодочными тормозными механизмами	29
Библиографический список	30

1. Упрощённый расчёт дисковых тормозов

Дисковые тормоза обычно устанавливают на передние колёса легковых автомобилей. Они при меньших массовых и габаритных показателях обеспечивают большие тормозные моменты в сравнении с барабанно-колодочными тормозными механизмами, устанавливаемыми на задних колёсах. А это и требуется для полного использования при торможении лучшего сцепления передних колёс с дорогой.

1.1. Определение максимально возможного тормозного (требуемого) момента

При торможении автомобиля происходит перераспределение нормальных нагрузок: нагрузка увеличивается на колёсах передней оси и уменьшается на колёсах задней оси. У легковых автомобилей статические нагрузки на переднюю и заднюю оси практически одинаковы. При торможении нормальная нагрузка (реакция) на переднюю ось $Z_{T1} > Z_{T2}$.

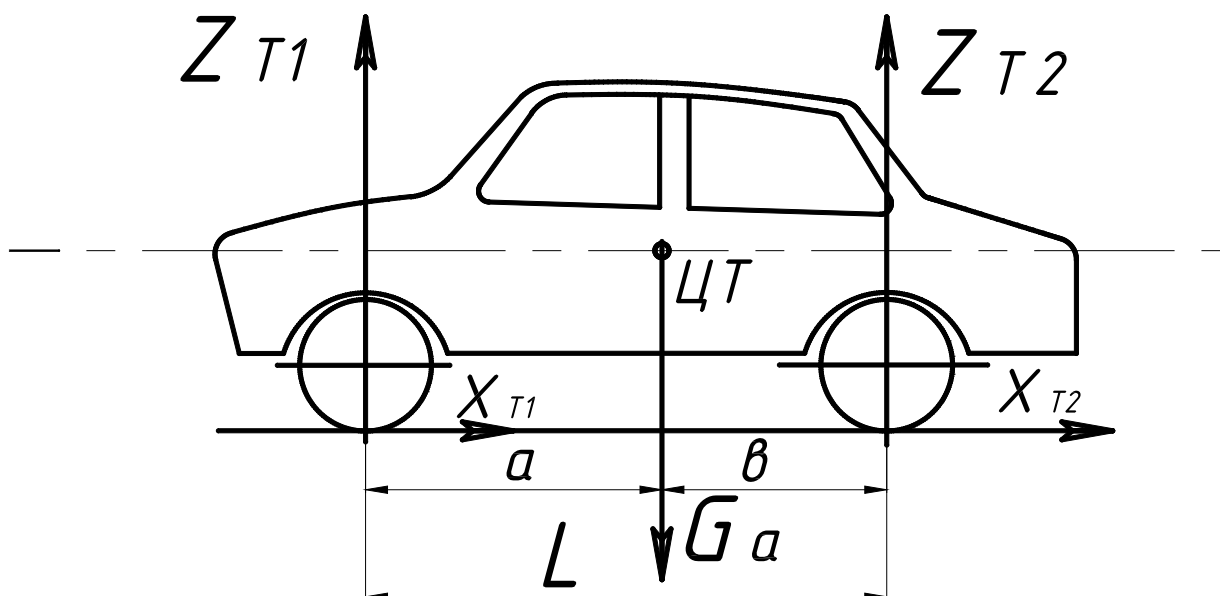


Рис. 1

Нормальные нагрузки (реакции) соответственно на переднюю и заднюю оси для горизонтальной дороги будут [1]

$$Z_{T1} = \frac{G_a (b + \phi h_g)}{L}, \quad (1.1)$$

$$Z_{T2} = \frac{G_a (a - \phi h_g)}{L}, \quad (1.2)$$

где G_a – сила тяжести автомобиля при полной нагрузке, Н; L – база автомобиля (расстояние между осями передних и задних колёс), м; h_g – высота центра тяжести, м; a и b – координаты центра тяжести, в продольной плоскости автомобиля (рис.1).

Какие большие тормозные моменты не были бы подведены к колёсам автомобиля, реализованы могут быть лишь тормозные моменты, не превышающие моментов сцепления колёс с дорогой.

Суммарные моменты сцепления соответственно передних и задних колёс

$$M_{T1} = Z_{T1} \varphi r_k = \frac{G_a (b + \varphi h_g) \varphi r_k}{L}, \quad (1.3)$$

$$M_{T2} = Z_{T2} \varphi r_k = \frac{G_a (a - \varphi h_g) \varphi r_k}{L}. \quad (1.4)$$

Здесь: φ – коэффициент сцепления шин колёс с дорогой; r_k – радиус колёс, м.

Тормозные моменты, приходящиеся соответственно на одно переднее и одно заднее колёса, будут

$$M'_{T1} = \frac{Z_{T1} \varphi r_k}{2} = \frac{G_a (b + \varphi h_g) \varphi r_k}{2L}, \quad (1.5)$$

$$M'_{T2} = \frac{Z_{T2} \varphi r_k}{2} = \frac{G_a (a - \varphi h_g) \varphi r_k}{2L}. \quad (1.6)$$

Моменты сцепления колёс с дорогой (1.3 – 1.6) являются максимально возможными и получаются при одновременном доведении всех колёс автомобиля до блокировки.

Для обеспечения автомобилю наибольшей интенсивности затормаживания, необходимо, чтобы величины тормозных моментов, создаваемых тормозными механизмами на колёсах автомобиля были равны (или близки) требуемым (1.3), (1.4) или (1.5), (1.6).

1.2. Расчёт тормозных моментов, создаваемых на дисковом тормозном механизме

Тормозной механизм каждого колеса имеет две фрикционные накладки 1, охватывающие с обеих сторон тормозной диск 2, установленный на ступице колеса (рис.2). Фрикционные накладки прижимаются к тормозному диску с помощью поршней двух колёсных цилиндров.

Тормозной момент $M_{\text{Тд}}$, создаваемый на диске одного тормозного механизма, будет равен

$$M_{\text{Тд}} = 2N\mu r_c, \quad (1.7)$$

где N – нормальная сила, развиваемая одним поршнем и действующая на одну накладку, Н; μ – коэффициент трения между тормозным диском и фрикционной накладкой; r_c – средний радиус фрикционной накладки, м.

Поскольку на диске установлены две накладки, то в уравнение (1.7) введена цифра 2.

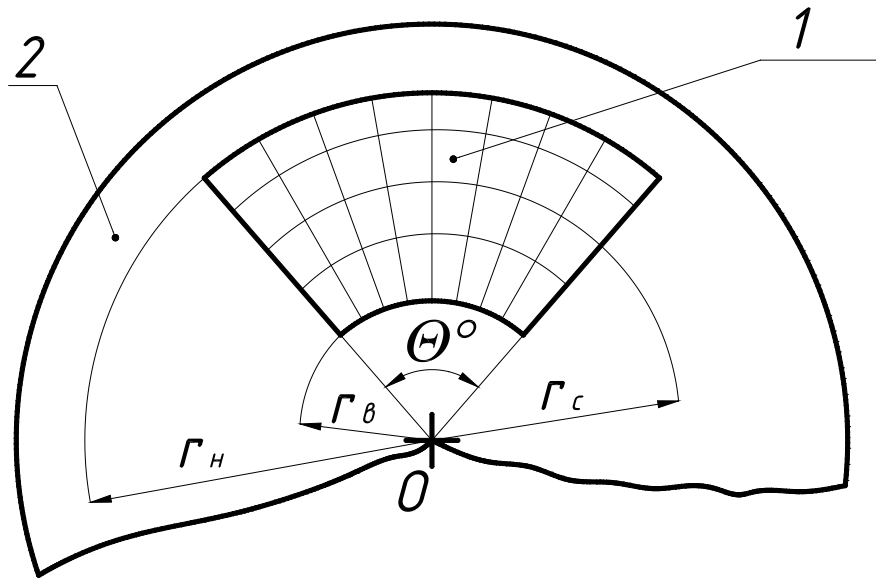


Рис. 2

Приравнявая требуемый момент $M'_{\text{Т1}}$ (1.5) к тормозному моменту $M_{\text{Тд}}$ (1.7), можем рассчитать величину силы $N_{\text{П}}$, необходимую для создания $M_{\text{Тд}}$ на одном переднем колесе автомобиля

$$M'_{\text{Т1}} = M_{\text{Тд}};$$

$$\frac{G_a(\varphi + \phi h_g)\phi r_k}{2L} = 2N_{\text{П}}\mu r_c. \quad (1.8)$$

Из (1.8) имеем

$$N_{\text{П}} = \frac{M'_{\text{Т1}}}{2\mu r_c} = \frac{G_a(\varphi + \phi h_g)\phi r_k}{4\mu r_c L}. \quad (1.9)$$

Аналогичное уравнение мы можем записать и для тормозного механизма задних колёс, если на них установлены дисковые тормоза

$$N_3 = \frac{M'_{T2}}{2\mu r_c} = \frac{G_a(a - \phi h_g)\phi r_k}{4\mu r_c L}. \quad (1.10)$$

Зная величину нормальной силы N_{Π} (1.9) и, задавшись внутренним давлением P_i в гидросистеме тормозного привода, можно рассчитать диаметр колёсного цилиндра d_1 , или задавшись его диаметром, – найти величину внутреннего давления P_i в приводе

$$N_{\Pi} = \frac{\pi d_1^2}{4} P_i. \quad (1.11)$$

Здесь: d_1 – диаметр тормозного цилиндра переднего колеса, м; P_i – внутреннее давление тормозной жидкости в МПа.

Максимальное допустимое давление тормозной жидкости в гидросистеме не должно превышать 1000 – 1200 Н/см² или 10 – 12 МПа.

Пояснения, например:

$$1200 \text{ Н/см}^2 = 1200 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = \frac{1200 \cdot 10^4}{10^6} \text{ МПа} = 12 \text{ МПа}.$$

1.3. Определение хода педали дискового тормоза

Определяется, исходя из объёма жидкости, вытесняемой поршнем главного тормозного цилиндра с диаметром D

$$S = (S_1 + \delta_0) i_{\Pi} = (S_1 + \delta_0) \frac{l}{l'}, \quad (1.12)$$

где S_1 – ход поршня главного тормозного цилиндра; δ_0 – зазор между поршнем и штоком главного тормозного цилиндра в расторможенном состоянии ($\delta_0 = 1,5 - 2,5$ мм); i_{Π} – передаточное число педали

$$i_{\Pi} = \frac{l}{l'}. \quad (1.13)$$

Здесь: l и l' – соответственно большее и меньшее плечи педали.

Записываем равенство объёмов главного и колёсных тормозных цилиндров в предположении, что дисковые тормозные механизмы установлены как на передних, так и на задних колёсах автомобиля

$$\frac{\pi D^2}{4} S_1 = 4 \frac{\pi d_1^2}{4} \delta_1 + 4 \frac{\pi d_2^2}{4} \delta_2, \quad (1.14)$$

где d_1 и d_2 – диаметры колёсных цилиндров соответственно тормозных механизмов передних и задних колёс (рис. 3);

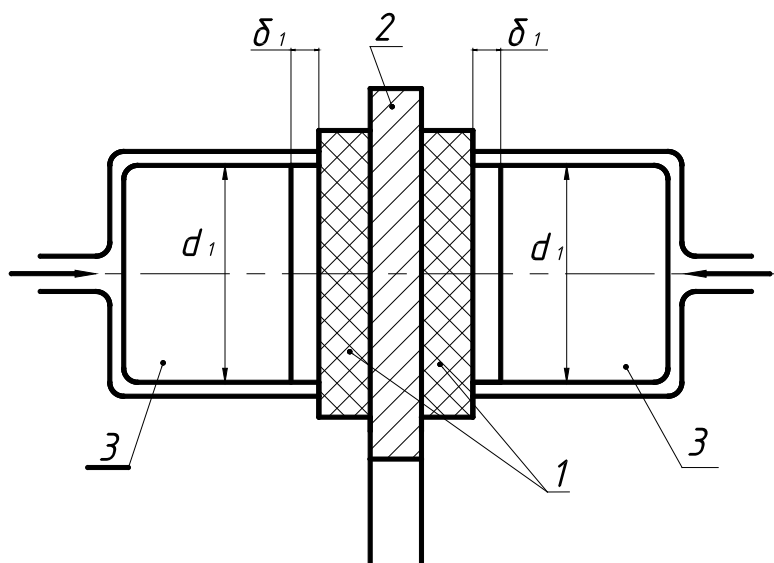


Рис. 3

δ_1 и δ_2 – зазоры между поршнями и фрикционными накладками тормозных механизмов соответственно передних и задних колёс ($\delta_1 \approx \delta_2 = 0,05 - 0,15$ мм).

Цифры 4 в числителях правой части уравнения (1.14) поставлены в связи с тем, что в тормозном механизме каждого колеса установлены два поршня, т. е. как в передних, так и в задних колёсах имеются по четыре поршня.

После сокращений получаем ход поршня главного тормозного цилиндра

$$S_1 = \frac{4(d_1^2 \delta_1 + d_2^2 \delta_2)}{D^2}. \quad (1.15)$$

Подставляя S_1 из (1.15) в уравнение (1.12), имеем

$$S = \left[\frac{4(d_1^2 \delta_1 + d_2^2 \delta_2)}{D^2} + \delta_0 \right] i_{\Pi}. \quad (1.16)$$

Если максимально допустимые износы фрикционных накладок тормозных механизмов передних и задних колёс обозначить соответственно через λ_1 и λ_2 , то максимальный ход педали тормоза будет

$$S_{\max} = \left\{ \frac{4[d_1^2 (\delta_1 + \lambda_1) + d_2^2 (\delta_2 + \lambda_2)]}{D^2} + \delta_0 \right\} i_{\Pi}. \quad (1.17)$$

При $\lambda = 2 - 3$ мм максимальный допустимый ход педали: для легкового автомобиля 150 мм, для грузового – 180 мм.

1.4. Среднее удельное давление на фрикционную накладку тормозного механизма

Среднее удельное давление будет равно отношению нормальной силы N , развиваемой одним поршнем тормозного механизма (1.9) к площади F одной накладки, т.е. для передних колёс

$$P'_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{П}}}{F_{\text{П}}} = \frac{G_a (b + \phi h_g) \phi r_k}{4 \mu r_c L F_{\text{П}}}. \quad (1.18)$$

Для задних колёс, имеем

$$P''_{\text{уд}} = \frac{N_3}{F_3} = \frac{G_a (a - \phi h_g) \phi r_k}{4 \mu r_c L F_3}. \quad (1.19)$$

Площадь фрикционной накладки будет, м^2

$$F = \frac{\pi (r_n^2 - r_b^2) \theta^\circ}{360^\circ}, \quad (1.20)$$

где r_b , r_n – радиусы соответственно внутренней и наружной окружностей фрикционной накладки тормозного механизма;

θ° – центральный угол (см. рис. 2), стороны которого охватывают фрикционную накладку тормозного диска (угол охвата).

Среднее удельное давление не должно превышать 2 МПа (один МПа = 10^6 Н/м^2) [2]. Среднее удельное давление можно уменьшить за счёт повышения коэффициента трения μ и увеличения площади фрикционной накладки F .

1.5. Удельная работа трения

Удельная работа трения равна отношению кинетической энергии, которой обладает автомобиль в начале торможения со скорости $V_n = 60 \text{ км/ч}$, к суммарной площади всех его тормозных накладок:

$$L_{\text{уд}} = \frac{G_a V_n^2}{2g \cdot 3,6^2 F_\Sigma} = \frac{G_a V_n^2}{254 F_\Sigma}. \quad (1.21)$$

Здесь: $L_{\text{уд}}$ – удельная работа трения, $\text{Н} \cdot \text{м} / \text{см}^2$ ($\text{Дж} / \text{см}^2$); V_n – скорость (км/ч), с которой начинается торможение; G_a/g – масса полностью гружённого автомобиля, кг ; F_Σ – суммарная площадь всех тормозных накладок автомобиля, см^2

$$F_\Sigma = 4F_{\text{П}} + 4F_3 = 4(F_{\text{П}} + F_3). \quad (1.22)$$

Число 4 в (1.22) поставлено потому, что в тормозных механизмах как передних, так и задних колёс установлены четыре накладки.

Допустимые величины $L_{уд}$ при торможении с $V_n = 60$ км/ч составляют 400 – 1500 Дж/см²[2]. Меньшие значения 400 – 800 Дж/см² принимают для тягачей, грузовых автомобилей и автобусов, большие – для легковых автомобилей.

1.6. Повышение температуры тормозного диска при однократном торможении

Количество теплоты, необходимое для нагревания тормозного диска массы m_T кг от температуры t_1 до температуры t_2 , °C

$$Q_T = C_{уд} m_T (t_2 - t_1) = C_{уд} m_T \Delta t, \quad (1.23)$$

где Q_T – количество теплоты, ккал; $C_{уд}$ – удельная теплоёмкость материала тормозного барабана (ккал/кг*град); для стали и чугуна $C_{уд} = 0,125$ ккал/кг*град; для силумина $C_{уд} = 0,21$ ккал/кг*град; m_T – масса диска одного колеса, кг; Δt – повышение температуры, °C.

Считаем, что вся кинетическая энергия автомобиля, движущегося со скоростью V_n км/ч, превращается в тепло, идущее на нагрев всех тормозных дисков (или дисков и барабанов). Учитывая, что одна килокалория (ккал) соответствует работе, равной $4,1868 \cdot 10^3$ Дж, и используя уравнения (1.21) и (1.23), получаем

$$\Delta t = \frac{Q_T}{C_{уд} m_T n_T} = \frac{G_a V_n^2}{254 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot C_{уд} m_T n_T}. \quad (1.24)$$

Здесь: n_T – число затормаживаемых колёс.

После преобразований имеем (°C).

$$\Delta t = \frac{1,034 \cdot 10^{-6} G_a V_n^2}{C_{уд} m_T n_T}. \quad (1.25)$$

При однократном торможении автомобиля со скорости $V_n = 30$ км/ч повышение температуры тормозного диска Δt не должно превышать 15°C. Уменьшить повышение температуры тормозного диска возможно не только за счёт улучшения отвода тепла, но и за счёт уменьшения массы автомобиля и увеличения массы тормозных дисков.

2. Пример расчёта дискового тормоза для автомобиля категории М1

2.1. Исходные данные

Один из возможных вариантов методики можно показать на примере расчёта дискового тормоза для автомобиля «Волга» /2/.

Таблица 1.

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Масса автомобиля	M_a	кг	1875
Диаметр главного тормозного цилиндра	D	мм	32
Передаточное число педали	$i_{\Pi} = \frac{l}{l'}$		5
КПД привода	η		0,92
Максимальное усилие на педали	P_{Π}	Н	500
Требуемый момент	$M_{\text{ТП}} = M_{\text{Тд}}$	Н·м	1670
Средний радиус фрикционной накладки	r_c	м	0,115
Коэффициент трения	μ		0,4
Диаметры тормозных цилиндров соответственно передних и задних колёс.	$d_1 = d_2$	мм	50
Радиус внутренней окружности фрикционной накладки тормозного механизма	r_b	мм	90
Радиус наружной окружности фрикционной накладки тормозного механизма	r_n	мм	140
Угол охвата фрикционной накладки	θ°	градус	60

2.2. Уточнение диаметров d_1 и d_2 тормозных цилиндров и необходимого давления в тормозном гидроприводе

Усилие, подводимое от педали к штоку поршня главного тормозного цилиндра, Н

$$P_{\Pi} i_{\Pi} \eta = \frac{\pi D^2}{4} P_i. \quad (2.1)$$

Давление жидкости в гидроприводе тормозной системы (2.1), создаваемое водителем при давлении на педали $P_{\Pi}=500$ Н

$$P_i = \frac{4P_{\Pi}i_{\Pi}\eta}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 500 \cdot 5 \cdot 0,92}{3,14 \cdot 3,2^2} = 286 \text{ Н/см}^2 = 2,84 \text{ МПа}.$$

Нормальная сила N , действующая на один поршень (1.9) передних колёс

$$N_{\Pi} = \frac{M'_{T1}}{2\mu r_c} = \frac{1670}{2 \cdot 0,4 \cdot 0,115} = 18150 \text{ Н}.$$

Давление в гидросистеме P_i , необходимое для создания на поршне колёсного цилиндра с $d_1=50$ мм силу $N_{\Pi}=18150$ Н получим из (1.11)

$$P_i = \frac{4N_{\Pi}}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 18150}{3,14 \cdot 5^2} = 925 \text{ Н/см}^2 = 9,25 \text{ МПа}.$$

Чтобы реализовать на поршне тормозного цилиндра d_1 силу $N_{\Pi} = 18150$ Н, необходимо создать в гидросистеме тормозного привода давление $P_i = 925$ Н/см². При усилии на педали $P_{\Pi}=500$ Н в гидросистеме создаётся давление $P_i = 284$ Н/см². Есть два выхода:

а) увеличить давление в гидросистеме с помощью гидровакуумного усилителя в $925/284 = 3,26$ раз;

б) увеличить диаметр колёсного цилиндра при $P_i = 284$ Н/см² до величины (11)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4N_{\Pi}}{\pi P_i}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18150}{3,14 \cdot 286}} = \sqrt{81,4} = 8,99 \text{ см} \approx 90 \text{ мм}.$$

2.3. Расчёт хода педали дискового тормоза

Ход педали для изношенного механизма рассчитываем по уравнению (1.17). Принимая холостой ход поршня $\delta_1 = \delta_2 = 0,1$ мм, а зазор между поршнем и штоком главного цилиндра $\delta_0 = 2$ мм и, наконец, — $d_1 = d_2$, получаем при износе тормозной накладки $\lambda_1 = \lambda_2 = 2,5$ мм (1.17)

$$\begin{aligned} S_{\max} &= \left\{ \frac{4[d_1^2(\delta_1 + \lambda_1) + d_2^2(\delta_2 + \lambda_2)]}{D^2} + \delta_0 \right\} i_{\Pi} = \\ &= \left\{ \frac{4[5^2(0,01 + 0,25) + 5^2(0,01 + 0,25)]}{3,2^2} + 0,2 \right\} \cdot 5 = \\ &= \left(\frac{4 \cdot 2 \cdot 25 \cdot 0,26}{10,2} + 0,2 \right) \cdot 5 = 5,4 \cdot 5 = 27 \text{ см} = 270 \text{ мм} \end{aligned}$$

Расчёт не учитывает деформации гидропривода и жидкости.

Максимальный ход педали тормоза (270 мм) превышает допустимый – равный 150 мм. Получить меньший ход педали возможно за счёт корректировки параметров тормозного механизма и гидропривода. Из уравнения (1.17) следует, что снижая диаметры колёсных цилиндров d_1 , d_2 и увеличивая диаметр главного цилиндра D , можно уменьшить ход педали до необходимого уровня. Однако, уменьшая диаметры колёсных цилиндров d_1 , d_2 и увеличивая диаметр главного гидроцилиндра, мы должны увеличивать удельное давление P_i в системе, а это возможно лишь при установке гидровакуумного усилителя. В этом случае надо уменьшить величину допустимого износа до $\lambda_1 = \lambda_2 = 1,4 \text{ мм} = 0,14 \text{ см}$, тогда (1.17)

$$S_{\max} = \left\{ \frac{4[5^2(0,01 + 0,14) + 5^2(0,01 + 0,14)]}{3,2^2} + 0,2 \right\} \cdot 5 =$$

$$\left(\frac{4 \cdot 2 \cdot 25 \cdot 0,15}{10,2} + 0,2 \right) \cdot 5 = 15,7 \text{ см} = 157 \text{ мм}.$$

Небольшое превышение вполне допустимо

2.4. Определение среднего удельного давления на фрикционную накладку тормозного механизма

Расчёт ведём для передних колёс, как наиболее нагруженных (1.18)

$$P_{\text{уд}} = \frac{N_{\Pi}}{F_{\Pi}} = \frac{18150}{60} = 302,5 \text{ Н/см}^2 = 3,1 \text{ МПа}.$$

Площадь фрикционной накладки (1.20)

$$F = \frac{\pi(r_{\text{н}}^2 - r_{\text{в}}^2)\theta^\circ}{360^\circ} = \frac{3,14(14^2 - 9^2)60^\circ}{360^\circ} = \frac{3,14(196 - 81)}{6} = 60 \text{ см}^2.$$

Удельное давление находится в допустимых пределах. Оно должно быть не выше 2 МПа.

2.5. Удельная работа трения

Расчёт удельной работы трения ведём по формуле (1.21).

$$L_{\text{уд}} = \frac{G_a V_{\text{н}}^2}{254 F_{\Sigma}} = \frac{1875 \cdot 9,8 \cdot 60^2}{254 \cdot 480} = 543 \text{ Дж/см}^2.$$

$$F_{\Sigma} = 8F = 8 \cdot 60 = 480 \text{ см}^2.$$

(на каждое колесо приходится по две накладки).

Удельная работа трения не превышает допустимых пределов.

2.6. Повышение температуры при однократном торможении

Повышение температуры определим по (1.25)

$$\Delta t = \frac{1,034 \cdot 10^{-6} G_a V_H^2}{C_{уд} m_T n_T} = \frac{1,034 \cdot 10^{-6} 1875 \cdot 9,8 \cdot 30^2}{0,125 \cdot 5,5 \cdot 4} = 6,2^\circ \text{C}.$$

Масса одного диска ($d = 300$ мм; толщина $h = 10$ мм; $\gamma = 7,8$ г/см³)

$$m_T = \frac{\pi d^2}{4} h \gamma = \frac{3,14 \cdot 30^2 \cdot 1 \cdot 7,8}{4} = 5500 \text{ г} = 5,5 \text{ кг}.$$

Повышение температуры не должно быть больше 15°C .

При расчёте Δt предполагалось, что тормозной диск сплошной с $d = 300$ мм. В действительности, он имеет ещё и ступицу, которая крепится к ступице колеса, что увеличивает массу диска. Таким образом, в расчёте использована меньшая масса диска и результат получается несколько больше действительного, но не превышает допустимого $\Delta t \leq 15^\circ$.

3. Уточнение параметров тормозной системы для автомобиля категории М1, обеспечивающих нормативный тормозной путь при установке барабанно-колодочных тормозных механизмов

Нормативный тормозной путь для подобного класса автомобилей /2, 3/ составляет $S_T = 43,2$ м при торможении с начальной скорости $V_a = 80$ км/ч.

Параметры автомобиля приведены в таблице 1 /2/.

Среднее замедление /1/

$$j_T = \frac{V_H^2}{26 \cdot S_T}, \quad (3.1)$$

где V_H – начальная скорость, с которой начинается торможение, км/ч.

$$j_T = \frac{80^2}{26 \cdot 43,2} = 5,7 \text{ м/с}^2.$$

Тормозные моменты, которые необходимо реализовать на одном колесе, соответственно передней и задней осей, для получения нормативных показателей торможения ($S_T = 43,2$ м и $j_T = 5,7$ м/с²), рассчитываются по уравнениям

$$M'_{T1} = \frac{(v \cdot g + \delta' \cdot h_g \cdot j_T) \cdot M_a \cdot r_k \cdot j_T}{2 \cdot g \cdot L}, \quad (3.2)$$

$$M'_{T2} = \frac{(a \cdot g - \delta' \cdot h_g \cdot j_T) \cdot M_a \cdot r_k \cdot j_T}{2 \cdot g \cdot L}. \quad (3.3)$$

Здесь: a и v – координаты центра тяжести в продольной плоскости, м; h_g – высота центра тяжести автомобиля, м; δ' – коэффициент учёта вращающихся масс при торможении автомобиля только тормозами; M_a – масса автомобиля, кг; r_k – радиус колеса, м; L – база автомобиля, м; g – ускорение свободного падения, м/с².

Из (3.2) и (3.3) получаем соответственно

$$M'_{T1} = \frac{(1,31 \cdot 9,8 + 1,04 \cdot 0,6 \cdot 5,7) \cdot 1875 \cdot 0,335 \cdot 5,7}{2 \cdot 9,8 \cdot 2,7} = 1110 \text{ Нм},$$

$$M'_{T2} = \frac{(1,39 \cdot 9,8 - 1,04 \cdot 0,6 \cdot 5,7) \cdot 1875 \cdot 0,335 \cdot 5,7}{2 \cdot 9,8 \cdot 2,7} = 675 \text{ Нм}.$$

Величины разжимных сил /2, 3/

$$P' = \frac{M'_{T1}}{K_1}, \quad (3.4)$$

$$P'' = \frac{M'_{T2}}{K_2}, \quad (3.5)$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты пропорциональности соответственно для колёс передней и задней осей, зависящие от типа тормозного механизма и его параметров.

Независимо от места установки тормозного механизма (переднее или заднее колесо) коэффициенты K_1 и K_2 можно вычислить по следующим

формулам /2/. Для тормозного механизма с активной и пассивной колодками (рисунок 4)

$$K = 2 \cdot \mu \cdot r_{\delta} \cdot c \cdot (a_T + c) \frac{1}{(c^2 - \mu^2 \cdot e^2)}. \quad (3.6)$$

Для тормозного механизма с двумя активными колодками (рисунок 5)

$$K = \mu \cdot r_{\delta} \cdot (a_T + c) \left(\frac{1}{(c - \mu \cdot e)} + \frac{1}{(a_T - \mu \cdot e)} \right). \quad (3.7)$$

Здесь: μ – коэффициент трения между рабочими поверхностями тормозного барабана и фрикционными накладками колодок; r_{δ} – радиус рабочей поверхности тормозного барабана, м; a_T – расстояние от оси колеса до линии действия разжимных сил на колодки (или до оси колёсных цилиндров), м; c – расстояние от оси колеса до линии, соединяющей оси опор передней и задней колодок, м; e – разность между радиусом r_{δ} тормозного барабана и половиной расстояния между опорами передней и задней колодок (см. рисунок 4), м.

Из (3.4) и (3.5) величины разжимных сил /2, 3/

$$P' = \frac{M'_{T1}}{K_1} = \frac{1110}{0,312} = 3550 \text{ Н};$$

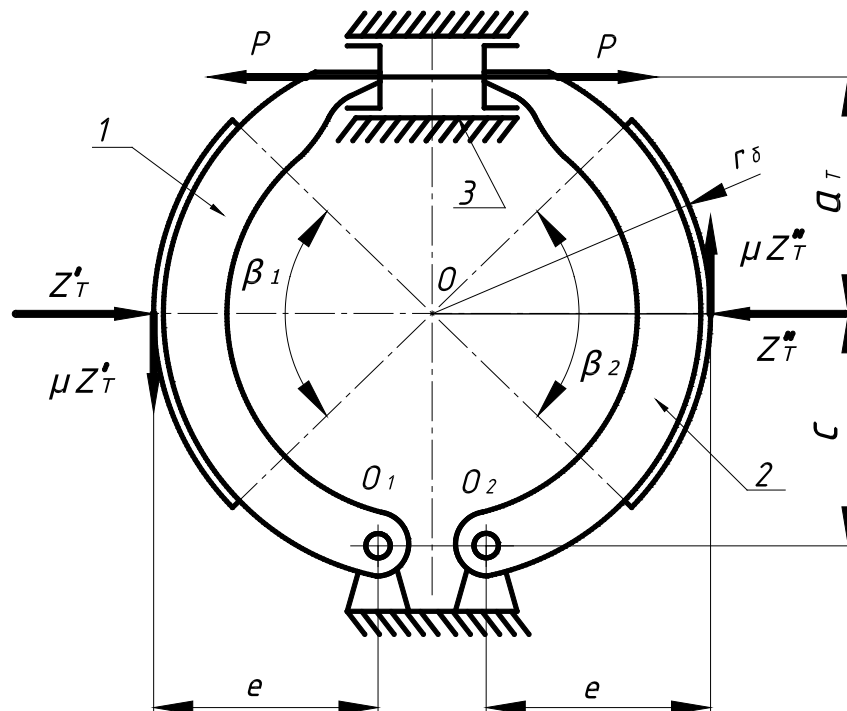


Рисунок 4 – Тормозной механизм с активной и пассивной колодками и

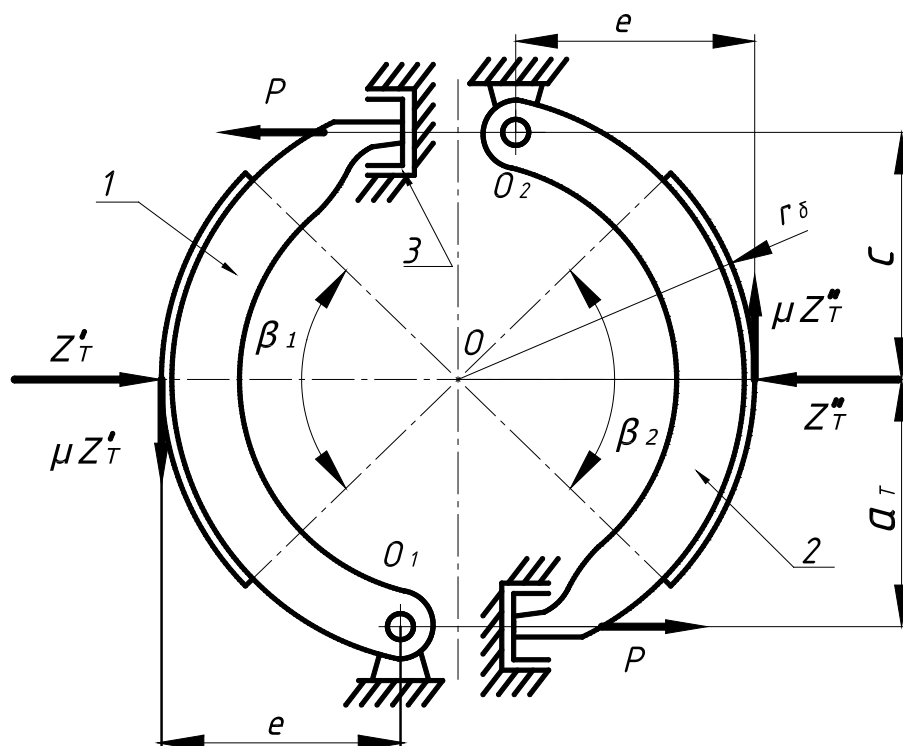


Рисунок 5 – Тормозной механизм с двумя активными колодками и плавающими разжимными устройствами

$$P'' = \frac{M'_{T2}}{K_2} = \frac{675}{0,222} = 3050 \text{ H.}$$

K_1 и K_2 рассчитаны соответственно по уравнениям (3.6) и (3.7).

Удельное давление в гидросистеме, которое необходимо создать для получения нормативных параметров торможения автомобиля /2, 3/ соответственно для передних и задних колёс

$$P_{i\Pi} = \frac{4 \cdot P'}{\pi \cdot d_{\Pi}^2}, \quad (3.8)$$

$$P_{i3} = \frac{4 \cdot P''}{\pi \cdot d_{\text{II}3}^2}, \quad (3.9)$$

где $d_{цп}$ и $d_{цз}$ – диаметры колёсных цилиндров соответственно передних и задних тормозных механизмов, см.

Из (3.8) и (3.9) получаем

$$P_{iп} = \frac{4 \cdot 3550}{3,14 \cdot 3,2^2} = 443 \text{ Н/см}^2,$$

$$P_{iз} = \frac{4 \cdot 3050}{3,14 \cdot 3,2^2} = 384 \text{ Н/см}^2.$$

Принимаем: $d_{цп} = d_{цз} = 32 \text{ мм}.$

Усилие на поршне главного гидроцилиндра /2, 3/

$$P_{п} \cdot i_{п} \cdot \eta = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P_i. \quad (3.10)$$

Здесь: $P_{п}$ – максимальное усилие на педали тормоза, Н; для грузовых автомобилей $P_{п} = 700 \text{ Н}$, для легковых – $P_{п} = 500 \text{ Н}$; $i_{п}$ – передаточное число педали тормоза; η – КПД тормозного гидропривода, $\eta = 0,92$; D – диаметр главного тормозного гидроцилиндра, см; P_i – удельное давление в гидросистеме, получаемое при усилении на педали $P_{п} = 500 \text{ Н}$.

Передаточное число педали

$$i_{п} = \frac{l}{l'}, \quad (3.11)$$

где l и l' – соответственно большее и меньшее плечи педали. Для легковых автомобилей можно принять $i_{п} = 5$, для грузовых – $i_{п} = 6$.

Из (2.10) получаем

$$P_i = \frac{4 \cdot P_{п} \cdot i_{п} \cdot \eta}{\pi \cdot D^2}. \quad (3.12)$$

Из (3.12) имеем

$$P_i = \frac{4 \cdot 500 \cdot 5 \cdot 0,92}{3,14 \cdot 3,2^2} = 286 \text{ Н/см}^2.$$

Для того, чтобы получить нормативные показатели торможения, необходимо в гидросистеме создать давление не менее 443 Н/см^2 (3.8), а при усилии на педали тормоза $P_{\Pi} = 500 \text{ Н}$ давление не будет превышать $P_i = 286 \text{ Н/см}^2$. Таким образом, коэффициент усиления (увеличения давления) должен составлять

$$K_{\text{yc}} = \frac{P_{i\Pi}}{P_i} = \frac{443}{286} = 1,55. \quad (3.13)$$

При заданных параметрах тормозного управления (тормозной системы) получить нормативные показатели торможения возможно двумя путями:

а) за счёт применения в тормозном гидроприводе усилителя с коэффициентом усиления около $K_{\text{yc}} = 1,55$;

б) за счёт уменьшения диаметра главного гидроцилиндра D .

Приравнявая друг к другу удельные давления (3.8) и (3.12) $P_{i\Pi} = P_i$, определим новый, уменьшенный диаметр D_{H}

$$\frac{4 \cdot P'}{\pi \cdot d_{\text{цп}}^2} = \frac{4 \cdot P_{\Pi} \cdot i_{\Pi} \cdot \eta}{\pi \cdot D^2},$$

откуда

$$D_{\text{H}} = d_{\text{цп}} \sqrt{\frac{P_{\Pi} \cdot i_{\Pi} \cdot \eta}{P'}}. \quad (2.14)$$

Из (2.14) получаем

$$D_{\text{H}} = 3,2 \sqrt{\frac{500 \cdot 5 \cdot 0,92}{3550}} = 2,58 \text{ см} = 25,8 \text{ мм} \approx 26 \text{ мм}.$$

Предпочтительнее $D_{\text{H}} = 25 \text{ мм}$.

В случае уменьшения D_H увеличится свободный ход педали в отношении D^2/D_H^2 .

Если не применять в гидроприводе усилитель или не уменьшать диаметр D главного гидроцилиндра, то, чтобы обеспечить необходимое удельное давление в системе, надо увеличить усилие на педаль тормоза сверх допустимого.

Определим усилие на педали тормоза, необходимое для создания удельного давления в гидросистеме равного $P_{iп} = 443 \text{ Н/см}^2$ из уравнения (3.10)

$$P_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot P_{iп}}{4 \cdot i_{\Pi} \cdot \eta} = \frac{3,14 \cdot 3,2^2 \cdot 443}{4 \cdot 5 \cdot 0,92} = 768 \text{ Н} > |500 \text{ Н}|.$$

Определим тоже самое при новом диаметре D_H главного гидроцилиндра

$$P_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot P_{iп}}{4 \cdot i_{\Pi} \cdot \eta} = \frac{3,14 \cdot 2,6^2 \cdot 443}{4 \cdot 5 \cdot 0,92} = 512 \text{ Н} > |500 \text{ Н}|.$$

Усилие на педаль незначительно превышает допустимое.

Таблица 2

Параметры гидропривода тормозных систем некоторых отечественных автомобилей

параметры	ЗАЗ-965	Москвич-412	ГАЗ-24 "Волга"	ВАЗ-2101	ВАЗ-2108	УАЗ-469
D , мм	22	22	32		26	
$d_{цп}$, мм	19	25	32	48	22	
$d_{цз}$, мм	19	25	32	19	22	

3.1. Определение хода педали тормоза при установке барабанно-колодочных тормозных механизмов с гидравлическим приводом

На рисунке 6а представлена схема простейшего тормозного механизма с гидравлическим приводом, а на рисунке 6б – схема для расчёта хода педали тормоза. На схеме (см. рис. 6а) – активная 1 и пассивная 2 колодки, колёсный цилиндр 3. На схеме (см. рис. 6б): x – полный ход двух поршней колёсного цилиндра 3; b – допустимый зазор между серединой накладкой и тормозным

барабаном, $\delta = 0,2-0,6$ мм; λ – допустимый износ тормозной накладки, $\lambda = 2-3$ мм.

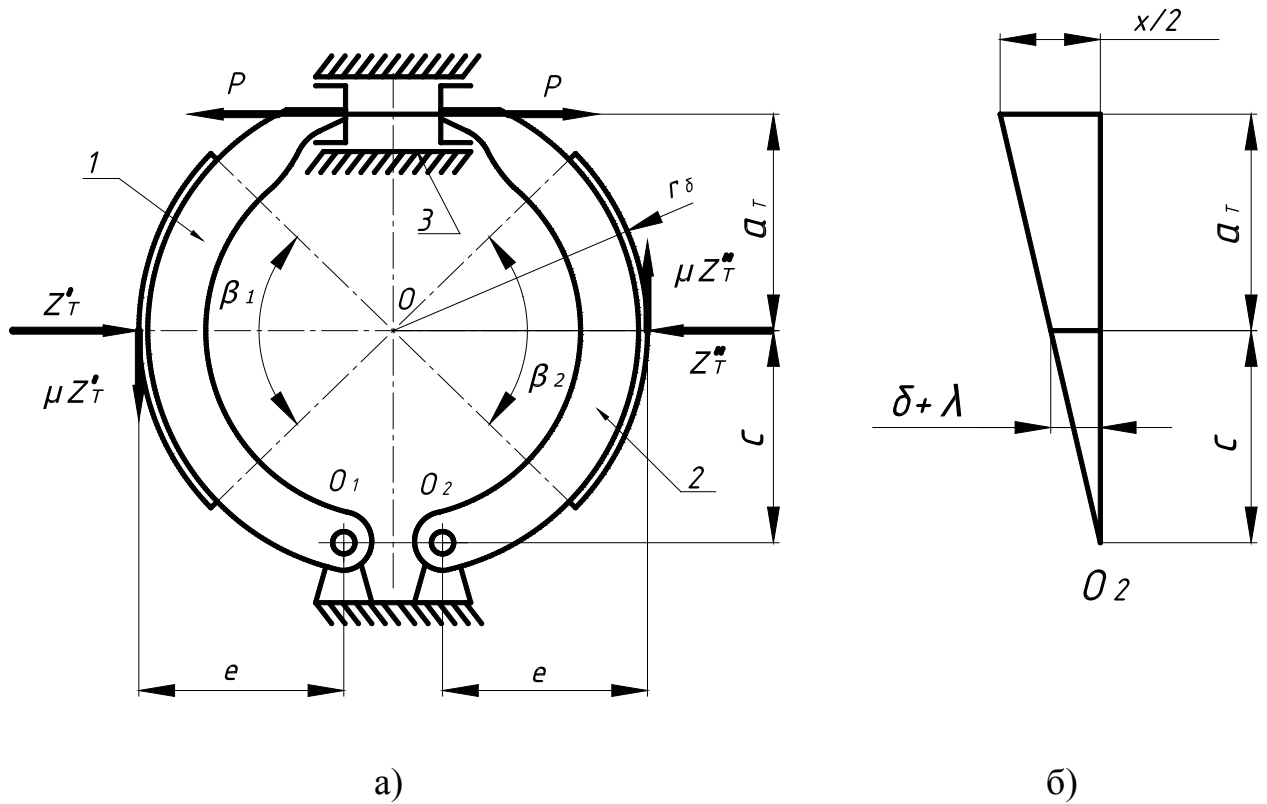


Рисунок 6

Определим суммарный ход x двух поршней одного колёсного цилиндра, составив пропорцию

$$\frac{x/2}{\delta + \lambda} = \frac{a_T + c}{c}. \quad (3.15)$$

$$\frac{x}{2} \cdot c = (a_T + c) \cdot (\delta + \lambda).$$

Откуда

$$x = \frac{2 \cdot (a_T + c) \cdot (\delta + \lambda)}{c}. \quad (3.16)$$

Величину хода поршня главного гидроцилиндра получим из сравнения объёмов тормозной жидкости, вытесняемых этим поршнем и поршнями колёсных цилиндров всех колёс

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot S = 2 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} x_1 + 2 \cdot \frac{\pi d_2^2}{4} x_2, \quad (3.17)$$

$$S = \frac{2 \cdot (d_1^2 x_1 + d_2^2 x_2)}{D^2}. \quad (3.18)$$

где D – диаметр главного тормозного цилиндра (поршня); S – ход поршня главного тормозного цилиндра; d_1, d_2 – диаметры колёсных цилиндров соответственно передних и задних колёс; x_1, x_2 – суммарные перемещения (ходы) соответственно поршней передних и задних колёс; числа 2 в правой части (3.17) соответствуют числу передних и задних колёс.

В левой части уравнения (3.17) – объём тормозной жидкости, вытесняемый поршнем главного тормозного гидравлического цилиндра, а в правой части – объёмы тормозной жидкости, вытесняемой поршнями колёсных цилиндров соответственно передних и задних колёс.

Полный ход педали будет

$$S_{\Pi} = (S + \delta_0) \cdot i_{\Pi}. \quad (3.19)$$

Здесь: δ_0 – зазор между штоком и поршнем главного тормозного цилиндра в расторможенном состоянии, $\delta_0 = 1,5 - 2,5$ мм; i_{Π} – передаточное число педали.

$$i_{\Pi} = \frac{l}{l'}, \quad (3.20)$$

где l, l' – соответственно большее и меньшее плечи педали.

Для легковых автомобилей $i_{\Pi} = 5$, для грузовых $i_{\Pi} = 6$.

Из (3.19) с учётом (3.18) получим

$$S_{\Pi} = \left[\frac{2 \cdot (d_1^2 x_1 + d_2^2 x_2)}{D^2} + \delta_0 \right] \cdot i_{\Pi}. \quad (3.21)$$

Максимальный ход тормозной педали не должен превышать для легковых автомобилей $S_{\max} = 150$ мм, для грузовых – $S_{\max} = 180$ мм.

3.2. Пример расчёта хода педали тормоза для автомобиля категории М1

Таблица 3

Исходные данные к расчёту

Радиус колеса автомобиля r_k , м	0,335
Размеры тормозного механизма (см. рис. 6а), м $a_T = c$ e	0,110 0,116
Диаметр главного тормозного цилиндра D , мм	32
Диаметры колёсных цилиндров $d_1 = d_2$, мм	32
Передаточное число тормозной педали	5
Допустимый зазор между серединой накладки и тормозным барабаном δ , мм	0,6
Зазор между штоком и поршнем главного цилиндра в расторможенном состоянии δ_0 , мм	2,5

3.2.1 Расчёт хода педали тормоза

Суммарный ход двух поршней одного цилиндра (3.16)

$$x = \frac{2 \cdot (a_T + c) \cdot \delta}{c} = \frac{2 \cdot (11 + 11) \cdot 0,06}{11} = 0,24 \text{ см.}$$

Максимальный ход тормозной педали (3.21)

$$S = \left[\frac{2 \cdot (d_1^2 x_1 + d_2^2 x_2)}{D^2} + \delta_0 \right] \cdot i_{\Pi} = \left[\frac{2 \cdot (3,2^2 \cdot 0,24 + 3,2^2 \cdot 0,24)}{3,2^2} + 0,25 \right] \cdot 5 = 6,05 \text{ см} = 60,5 \text{ мм.}$$

Ход тормозной педали находится в допустимых пределах, несмотря на то, что величины δ , λ и δ_0 при расчёте выбирались наибольшими допустимыми.

4. Уточнение параметров тормозной системы для автомобиля категории М1, обеспечивающих нормативный тормозной путь, при установке передних дисковых и задних барабанный-колодочных тормозных механизмов

4.1. Расчёт тормозных моментов, которые необходимо реализовать на одном колесе передней и задней оси

Нормативный тормозной путь /2, 3/ составляет $S_T = 43,2$ м при торможении с начальной скорости $V_H = 80$ км/ч. Параметры автомобиля приведены в /2/.

Независимо от типа тормозных механизмов среднее замедление /1/

$$j_T = \frac{V_H^2}{26 \cdot S_T}. \quad (4.1)$$

$$j_T = \frac{80^2}{26 \cdot 43,2} = 5,7 \text{ м/с}^2.$$

Тормозные моменты, на одном колесе, соответственно передней и задней осей, для получения нормативных показателей торможения ($S_T = 43,2$ м и $j_T = 5,7 \text{ м/с}^2$) не зависят от типа тормозных механизмов, а определяются параметрами автомобиля $Ma, r_k, L, a, b, \delta'$ (рис. 1).

$$M'_{T1} = \frac{(b \cdot g + \delta' \cdot h_g j_T) \cdot Ma \cdot r_k \cdot j_T}{2 \cdot g \cdot L}, \quad (4.2)$$

$$M'_{T2} = \frac{(a \cdot g - \delta' \cdot h_g j_T) \cdot Ma \cdot r_k \cdot j_T}{2 \cdot g \cdot L}. \quad (4.3)$$

Здесь: a и b – координаты центра тяжести в продольной плоскости автомобиля, м; h_g – высота центра тяжести автомобиля, м; δ' – коэффициент учёта вращающихся масс при торможении автомобиля только тормозами; Ma – масса автомобиля, кг; r_k – радиус колеса, м; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; L – база автомобиля, м.

Из (4.2) и (4.3) получаем соответственно

$$M'_{T1} = \frac{(1,31 \cdot 9,8 + 1,04 \cdot 0,6 \cdot 5,7) \cdot 1875 \cdot 0,335 \cdot 5,7}{2 \cdot 9,8 \cdot 2,7} = 1110 \text{ Нм},$$

$$M'_{T2} = \frac{(1,39 \cdot 9,8 - 1,04 \cdot 0,6 \cdot 5,7) \cdot 1875 \cdot 0,335 \cdot 5,7}{2 \cdot 9,8 \cdot 2,7} = 675 \text{ Нм.}$$

Считаем, что на передних колёсах установлены дисковые тормозные механизмы.

4.2. Расчёт тормозных моментов, создаваемых на дисковых тормозных механизмах передних колёс

Тормозной момент $M_{\text{м}}$, создаваемый на диске одного тормозного механизма

$$M_{Tд} = 2 \cdot N_{\Pi} \cdot \mu \cdot r_c, \quad (4.4)$$

где N_{Π} – нормальная сила, развиваемая одним поршнем и действующая на одну накладку; μ – коэффициент трения между тормозным диском и фрикционной накладкой; r_c – средний радиус фрикционной накладки, м.

Поскольку в тормозном механизме одного колеса действуют две накладки, то в уравнение (4) введена цифра 2.

Приравнявая требуемый тормозной момент на одном колесе M'_{T1} (3.2), необходимый для получения нормативных показателей торможения, к тормозному моменту $M_{Tд}$ (4.4), можем рассчитать величину силы N_{Π} на одном переднем колесе автомобиля

$$M'_{T1} = M_{Tд};$$

$$M'_{T1} = 2 \cdot N_{\Pi} \cdot \mu \cdot r_c$$

или с учётом (4.2), получаем

$$\frac{(\varphi \cdot g + \delta' \cdot h_g j_T) M a \cdot r_k j_T}{2 \cdot g \cdot L} = 2 \cdot N_{\Pi} \cdot \mu \cdot r_c. \quad (4.5)$$

Из (4.5) имеем

$$N_{\Pi} = \frac{(\varphi \cdot g + \delta' \cdot h_g j_T) M a \cdot r_k j_T}{4 \cdot \mu \cdot r_c \cdot g \cdot L}. \quad (4.6)$$

Зная величину нормальной силы N_{Π} (4.6) и задавшись внутренним давлением P_i в гидросистеме тормозного привода, можно рассчитать диаметр колёсного цилиндра d_1 , или, задавшись его диаметром, – найти величину внутреннего давления P_i в приводе

$$N_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} P_i. \quad (4.7)$$

Здесь: d_1 – диаметр тормозного цилиндра переднего колеса, м; P_i – внутреннее давление тормозной жидкости, МПа.

Максимальное допустимое давление тормозной жидкости в гидросистеме не должно превышать 1000 – 1200 Н/см² или 10 – 12 МПа.

Подставляя в (4.7) диаметр тормозного цилиндра $d_1 = 50$ мм (см. табл. 1), получаем величину внутреннего давления тормозной жидкости в гидросистеме

$$P_{i\Pi} = \frac{4 \cdot N_{\Pi}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 12000}{3,14 \cdot 50^2} = 6,12 \text{ МПа}$$

Чтобы реализовать на поршне тормозного цилиндра при d_1 силу $N_{\Pi} = 12000$ Н, необходимо создать в гидросистеме тормозного привода давление $P_{i\Pi} = 6,12$ МПа.

Усилие /2, 3/, подводимое от педали к штоку поршня главного тормозного гидроцилиндра, Н

$$P_{\Pi} \cdot i_{\Pi} \cdot \eta = \frac{\pi \cdot D^2}{4} P_i. \quad (4.8)$$

здесь: P_{Π} – максимальное усилие на тормозной педали ($P_{\Pi} = 500$ Н); i_{Π} – передаточное число педали; η – КПД привода; D – диаметр главного тормозного гидроцилиндра.

Давление жидкости в гидроприводе тормозной системы (4.8), создаваемое водителем при усилии на педали $P_{\Pi} = 500$ Н

$$P_i = \frac{4 \cdot P_{\Pi} \cdot i_{\Pi} \cdot \eta}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 500 \cdot 5 \cdot 0,92}{3,14 \cdot 32^2} = 2,84 \text{ МПа}.$$

Есть два выхода:

а) увеличить давление в гидросистеме с помощью гидровакуумного усилителя в $2,16 = 6,12/2,84$ раза;

б) увеличить диаметр колёсного цилиндра до величины (4.7)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot N_{\Pi}}{\pi \cdot P_i}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12000}{3,14 \cdot 2,84}} \approx 73 \text{ мм.}$$

Ближайшие предпочтительные размеры 71 и 75 мм, но может быть принят и диаметр 73 мм.

4.3. Расчёт тормозных моментов, создаваемых на барабанно-колодочных тормозных механизмах задних колёс

Считаем, что на задних колёсах установлены барабанно-колодочные тормозные механизмы с активной и пассивной колодками (рис. 6).

По уравнению (4.3) проведён расчёт тормозного момента M'_{T2} , который необходимо реализовать на одном колесе задней оси, он оказался равным $M'_{T2} = 675 \text{ Нм}$.

Величина разжимной силы в колёсном цилиндре одного заднего колеса, рассчитывается по выражению /2, 3/

$$P'' = M'_{T2} / K_2, \quad (4.9)$$

где K_2 – коэффициент, зависящий от типа барабанно-колодочного механизма, а именно от наличия одной или двух активных колодок. Для тормозного механизма с активной и пассивной колодками K_2 рассчитывают по уравнению /2/

$$K_2 = 2 \cdot \mu \cdot r_{\delta} \cdot c \cdot (a_T + c) \frac{1}{(c^2 - \mu^2 \cdot e^2)}. \quad (4.10)$$

Здесь: μ – коэффициент трения между рабочими поверхностями тормозного барабана и фрикционными накладками колодок; r_{δ} – радиус рабочей поверхности тормозного барабана, м; a_T – расстояние от оси колеса до линии действия разжимных сил колодок (или до оси колёсных цилиндров), м; c – расстояние от оси колеса до линии, соединяющей оси опор передней и задней колодок, м; e – разность между радиусом r_{δ} тормозного барабана и половиной расстояния между опорами передней и задней колодок (см. рис. 6а), м.

Для автомобиля категории М1 класса "Волга" $K_2 = 0,222$ /3/.

Из (3.9) и (3.10), имеем

$$P'' = \frac{M'_{T2}}{K_2} = \frac{675}{0,222} = 3050 \text{ Н.}$$

Реализовать необходимую разжимную силу P'' колёсного цилиндра заднего тормозного механизма можно за счёт подбора диаметра этого цилиндра $d_{цз}$ и давления P_i тормозной жидкости в гидромагистрали. Для этой цели воспользуемся с некоторыми изменениями уравнением (3.7)

$$P'' = \frac{\pi \cdot d_{цз}^2}{4} P_i. \quad (4.11)$$

Здесь: $d_{цз}$ – диаметр колёсного цилиндра тормозного механизма задних колёс.

Принятый нами $d_{цз} = 32$ мм, тогда из (3.11) получаем

$$P_i = \frac{4 \cdot P''}{\pi \cdot d_{цз}^2} = \frac{4 \cdot 3050}{3,14 \cdot 32^2} = 3,8 \text{ МПа}.$$

Таким образом, для реализации на задних колёсах требуемого тормозного момента необходимо иметь в гидросистеме давление $P_{i3} = 3,8$ МПа, а на передних колёсах – $P_{iп} = 6,12$ МПа. Давление же тормозной жидкости в гидросистеме, создаваемое водителем (4.8) при усилии на педали $P_{п} = 500$ Н, составляет $P_i = 2,84$ МПа. Этого давления не достаточно даже для тормозных механизмов задних колёс, а тем более – для передних.

Есть несколько возможных вариантов решения этой проблемы:

а) установить в гидросистеме вакуумный усилитель, обеспечивающий давление $P_i = 3,8$ МПа, с коэффициентом усиления $1,34 = 3,8/2,84$ при увеличении диаметра тормозного цилиндра переднего колеса до величины (4.7)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot N_{п}}{\pi \cdot P_i}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12000}{3,14 \cdot 3,8}} = 64 \text{ мм};$$

б) не изменяя размеров тормозных цилиндров передних и задних колёс, применить отдельные приводы к передним и задним осям с коэффициентами усиления соответственно $K'_{ус} = 2,16$ и $K''_{ус} = 1,34$.

С точки зрения безопасности движения второй вариант предпочтительней, так как при отказе одного контура гидропривода, второй контур сможет обеспечить затормаживание автомобиля. Однако такая тормозная система окажется значительно сложнее одноконтурной. В каждом конкретном случае конструктор должен выбирать ту или иную систему с учётом её плюсов и минусов.

4.4. Определение хода тормозной педали автомобиля с передними дисковыми и задними барабанно-колодочными тормозными механизмами

Используя уравнение (1.14) из первого раздела (дисковые тормоза) и уравнение (3.17) из третьего раздела (барабанно-колодочные тормоза), получим новое уравнение

$$D^2 \cdot S_1 = 4 \cdot d_1^2 \cdot \delta_1 + 2 \cdot d_2^2 \cdot x_2. \quad (4.12)$$

Здесь: D – диаметр главного тормозного цилиндра, м; S_1 – ход поршня главного гидроцилиндра, м; d_1 и d_2 – диаметры колёсных цилиндров соответственно передних и задних колёс; δ_1 – зазор между поршнем и колодкой (ход поршня тормозного механизма переднего колеса ($\delta_1 = 0,05 \div 0,1$ мм)); x_2 – суммарные перемещения поршней каждого колёсного цилиндра тормозных механизмов задних колёс. Цифра 4 в правой части уравнения указывает на то, что в дисковом тормозном механизме передних колёс на каждом колесе установлены два поршня и, следовательно в сумме на переднюю ось их четыре. В барабанно-колодочных механизмах двух задних колёс установлено по одному цилиндру, т. е. всего два.

Из (4.12) получаем окончательно

$$S_1 = \frac{2(2 \cdot d_1^2 \cdot \delta_1 + d_2^2 \cdot x_2)}{D^2}. \quad (4.13)$$

Полный ход педали будет

$$S_{\Pi} = (S_1 + \delta_0) \cdot i_{\Pi}, \quad (4.14)$$

где δ_0 – зазор между штоком и поршнем главного тормозного цилиндра в расторможенном состоянии ($\delta_0 = 1,5 \div 2,5$ мм); i_{Π} – передаточное число педали

$$i_{\Pi} = \frac{l}{l'}. \quad (4.15)$$

Здесь: l и l' – соответственно большее и меньшее плечи педали.

Для легковых автомобилей $i_{\Pi} = 5$, для грузовых $i_{\Pi} = 6$.

Из (4.14) с учётом (4.13) получим

$$S_{\Pi} = \left[\frac{2 \cdot (2 \cdot d_1^2 \cdot \delta_1 + d_2^2 \cdot x_2)}{D^2} + \delta_0 \right] \cdot i_{\Pi}. \quad (4.16)$$

Максимальный ход педали тормоза не должен превышать для легковых автомобилей $S_{\Pi \max} = 150$ мм, для грузовых – $S_{\Pi \max} = 180$ мм.

Библиографический список

1. Андреев, Б.В. Теория автомобиля / Б. В. Андреев // Красноярск: КрГУ, 1984.
2. Андреев, Б.В. Основы расчёта барабанно-колодочных тормозных механизмов АТС / Б. В. Андреев. Красноярск: КГТУ, 1995.
3. Андреев, Б.В. Определение размеров колёсных цилиндров тормозного механизма по заданному тормозному пути АТС / Б. В. Андреев. Красноярск: КГТУ, 1997.