

ЛЕКЦИЯ № 12

ТОРМОЗНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Для работы автомобиля характерно достаточно частое изменение скорости его движения как по направлению (для чего служит рулевое управление), так и по величине, что достигается включением тормозного управления или изменением режима работы двигателя.

Основные фазы движения: разгон, движение с постоянной скоростью, выбег и **торможение**.

Для фаз выбега и торможения характерно поглощение кинетической энергии движущегося автомобиля. Во время выбега эта энергия поглощается за счет сопротивления качению колес, сопротивления воздуха и т. п. Эти факторы органически присущи автомобилю как машине и поэтому могут быть названы естественными сопротивлениями движению. Создаваемое ими замедление невелико и поэтому автомобилях стали применять специальные устройства, призванные создавать искусственное сопротивление движению, которое можно было бы изменять.

Тормозное управление предназначено для снижения скорости движения вплоть до полной остановки и обеспечения его неподвижности во время стоянки.

Торможения различают:

1) по интенсивности:

- экстренные (для быстрой остановки с максимальным замедлением, 0...5% от общего числа торм.);
- служебные (применяют для плавного уменьшения скорости или остановки автомобиля в заданном месте составляют 95...100% от общего числа торм.)

Служебное торможение может осуществляться:

- **двигателем** (применяют при необходимости получения плавного снижения скорости – при этом водитель уменьшает или прекращает подачу топлива в цилиндры двигателя и за счет трения в двигателе и агрегатах трансмиссии создается тормозная сила. С помощью такого торможения можно поглотить до 97% запаса потенциальной энергии автомобиля);
- **торможение двигателем и тормозами** (наиболее часто используемый способ служебного торможения. На дорогах с малым коэффициентом сцепления при таком способе торможения уменьшается возможность возникновения заноса);
- **торможение при отсоединенном двигателе** (применяют для остановки автомобиля).

2) по конечному результату торможения:

- **полные** (торможение, в результате которого автотранспортное средство останавливается, так для грузового автомобиля в городских условиях оно не превышает 16%, а на междугородной трассе – 2%);
- **частичные** (автомобиль меняет свою скорость в пределах, отличных от нуля).

Структура тормозного управления

На самых первых автомобилях была всего одна тормозная система, пригодная на все случаи жизни. Сейчас на тяжелых грузовых автомобилях применяются пять сложных тормозных системы, отличающиеся своими функциями, но довольно часто использующие общие элементы.

В тормозном управлении различают:

- **рабочую** (служит для снижения скорости и полной остановки);
- **запасную** (предназначенная для остановки автомобиля при выходе из строя рабочей тормозной системы);
- **стояночную** (для удержания остановленного автомобиля на месте);
- **вспомогательную** (для длительного поддержания скорости автомобиля постоянной);
- **тормозную систему прицепа**.

Тормозная система состоит из:

- **источник энергии** – совокупность устройств, предназначенных для обеспечения тормозной системы энергией, необходимой для торможения;
- **тормозной привод** – совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии от источника к тормозным механизмам;

– тормозной механизм – устройство предназначенное для непосредственного создания и изменения сопротивления движению.

Тормозные приводы

Для торможения автомобиля водитель должен приложить силу на органе управления тормозного привода (тормозной педали или рычаге). Однако мускульная сила человека достаточна для торможения с высоким замедлением только очень легких автомобилей или для торможения тяжелых автомобилей с очень малым замедлением. Во всех других случаях силу водителя необходимо увеличить за счет энергии от какого-либо источника.

В зависимости от типа источника энергии тормозные приводы:

– **простые** (тормозная сила создается только мускульной силой водителя):

– механические (применяются только для стояночных тормозных систем легковых автомобилей, легких и средних грузовиков, а также прицепов и полуприцепов; + простота; – низкий КПД (0,4...0,6), сложность регулировки, неравномерность распределения силы по тормозным механизмам);

– гидростатические (широко применяются в рабочих тормозных системах легковых и легких грузовых автомобилей; + высокий КПД (0,92...0,95), равенство тормозных сил (давление распределяется равномерно), простота обслуживания; – чувствительной к высоким и низким температурам (если тормоза работают в тяжелых условиях и колесные цилиндры сильно нагреваются, то тормозная жидкость может закипеть. При этом в ней образуются пузырьки и водитель сталкивается с отказом тормозов из-за так называемого провала педали.)

– **автоматизированные** (тормозная сила создается за счет энергии постороннего источника, а водитель только управляет этой силой):

– пневматические – применение в рабочих и запасных тормозных системах средних и тяжелых грузовых автомобилей; + простота привода тормозов прицепа, использование в качестве рабочего тела воздуха, возможность применения сжатого воздуха в других системах автомобиля, малая трудоемкость обслуживания; – большие габариты и массу, большое время срабатывания;

– гидродинамические (энергия создается специальным насосом) – иногда применяется на легковых автомобилях высшего класса; + малые габариты и масса, малое время срабатывания; – сложность и дороговизна;

– электрические – перспективный тип привода,

– инерционные (приводная сила создается за счет силы инерции прицепа при набегании последнего на автомобиль-тягач) – довольно широко применяется на легких прицепах; + простота; – запаздывание торможения прицепа относительно тягача;

– комбинированные.

– **частично автоматизированные** – мускульная сила человека усиливается посторонним источником:

– гидровакуумные (при использовании разрежения во впускном трубопроводе двигателя);

– гидропневматические (при использовании энергии сжатого воздуха).

Тормозные механизмы

На автомобилях наибольшее распространение получили фрикционные тормозные механизмы, где искусственное сопротивление создается за счет регулируемого трения (рабочие, запасные и стояночные тормозные системы).

Тормозными механизмами вспомогательных тормозных систем являются или двигатель автомобиля, или автономный замедлитель.

Структурно тормозной механизм можно разделить на две группы:

– **ротор** – подвижный элемент, связанный с колесом и участвующий вместе с ним в относительном движении (вращении) (является первым контртелом пары трения);

– **статор** – не подвижный элемент, который состоит:

- второе контртело пары трения – фрикционный элемент (прижимаясь к ротору, создает на нем тормозной момент);
- суппорт – элемент, жестко связанный с шасси автомобиля (воспринимает реактивные силы и моменты);
- приводное устройство;
- устройство для регулирования зазора.

Фрикционные тормозные механизмы отличаются чрезвычайным многообразием. Их классификация ведется в основном по типу контртел.

По типу ротора:

- барабанные (ротор имеет цилиндрическую рабочую поверхность);
- дисковые (ротор с плоской рабочей поверхностью);
- конические (ротор с конической рабочей поверхностью) не применяются.

По типу второго контртела:

- колодочные (к ротору прижимается жесткая колодка с фрикционным материалом);
- ленточные (к ротору прижимается гибкая лента, облицованная фрикционным материалом).

Требования:

- минимальный тормозной путь или максимальное установившееся замедление в соответствии с требованиями стандартов;
- сохранение устойчивости при торможении (критериями устойчивости служат линейное отклонение, угловое отклонение, угол складывания автопоезда);
- стабильность тормозных свойств при неоднократных торможениях;
- минимальное время срабатывания;
- силовое следящее действие;
- легкость управления (усилие на педали 500...700 Н, а ход 80...180 мм – меньшие для л.а.);
- отсутствие органолептических явлений (слуховых, обонятельных);
- надежность всех элементов;
- общие требования.

Критерии оценки тормозных механизмов:

- 1) реверсивность – определяет независимость величины тормозного момента от направления движения автомобиля;
- 2) уравнированность – отсутствие влияния на нагруженность подшипникового узла колеса.
- 3) эффективность – оценивается коэффициентом эффективности

$$K_{\text{э}} = \frac{M_{\text{тор}}}{\sum P \cdot r_{\text{тр}}}$$

где $M_{\text{тор}}$ – тормозной момент;

$\sum P$ – сумма приводных сил;

$r_{\text{тр}}$ – радиус приложения сил трения.

- 4) стабильность характеризует зависимость коэффициента тормозной эффективности от изменения коэффициента трения (при линейной зависимости наилучшая стабильность).

Расчет тормозных моментов на осях

Максимальную тормозную силу можно получить, когда сцепная масса автомобиля используется полностью. При этом тормозные силы и соответственно моменты должны быть пропорциональны нормальным реакциям на колесах. Применительно к двухосному автомобилю

$$M_{T_{1\max}} = M_{T_{2\max}} \frac{\beta_1}{\beta_2};$$

$$M_{T_{2\max}} = G_a g \varphi'' r_d \frac{a}{L} \left(1 - \frac{\varphi'' h_g}{L \beta_2 + \varphi'' h_g} \right),$$

где β_1 и β_2 – коэффициенты распределения тормозных моментов между осями;

φ'' – максимальное значение коэффициента сцепления $\varphi'' = 0,7..0,8$;

r_d – динамический радиус колеса;

a и L – соответственно расстояние от центра тяжести до передней оси и база автомобиля;

h_g – высота центра тяжести.

$$\beta_1 = \frac{b + \varphi_0 h_g}{L}; \quad \beta_2 = \frac{a - \varphi_0 h_g}{L}$$

φ_0 – оптимальное значение коэффициента сцепления;

$$\varphi_0 = \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L},$$

φ' – минимальное значение коэффициента сцепления $\varphi' = 0,1..0,2$.

ДИСКОВЫЕ ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Дисковые тормозные механизмы применяют на легковых автомобилях и на некоторых грузовых автомобилях и автобусах, что связано с их достоинствами:

- ⊕ стабильность;
 - малая масса (самое основное качество);
 - высокая энергоемкость;
 - хорошее охлаждение (площадь накладки 12...16% от площади диска);
 - малое время срабатывания (зазор между диском и колодкой 0,05...0,15 мм).
- ⊗ неуравновешенность (загружены подшипники);
 - высокая чувствительность к загрязнениям;
 - трудности при использовании в качестве стояночного тормоза;
 - интенсивное изнашивание накладок;
 - малая эффективность ($K_{\Sigma} = \mu \approx 0,35$) в следствие отсутствия серводействия.

Классификация дисковых тормозных механизмов

- 1) по конструктивному исполнению:
 - открытые (имеют наибольшее распространение)
 - закрытые (используются лишь на специальных автотранспортных средствах);
- 2) По числу дисков:
 - однодисковые имеют наибольшее распространение;
 - многодисковые (используются лишь на специальных автотранспортных средствах);
- 3) По конструкции диска:
 - со сплошным диском (применяется если достаточное охлаждение);
 - с вентилируемым диском (выполнен в виде крыльчатки-турбины, применяется для при необходимости эффективного охлаждения);
 - с металлическим диском (изготавливаются из высококачественного серого чугуна);
 - с биметаллическим диском (основание алюминиевое или медное, фрикционная часть – серый чугун; сочетает в себе высокую теплопроводность, хорошие фрикционные свойства и малые неподрессоренные массы);
 - с композитным диском (материал "СиКом" (сокращенно от "кремниевый композит") фирмы "Авантек" представляет собой углепластик с карбидом кремния. легкий (в 4 раза), высокая износостойкость (благодаря кар-

биду кремния твердость "СиКома" почти не уступает... алмазу), термостойкость (рабочая температура до +1400°С !);

4) По способу крепления диска:

- по внутреннему диаметру (имеют наибольшее распространение);
- по внешнему диаметру;

5) По способу крепления скобы:

- с фиксированной скобой;
- с плавающей скобой.

В настоящее время наибольшее распространение получили открытые однодисковые тормозные механизмы с металлическими вентилируемыми дисками прикрепленными по внутреннему диаметру с плавающей скобой.

Анализ дисковых тормозных механизмов

Нарисовать схему классического дискового тормозного механизма

1) В связи с высокой энергоемкостью (при малой массе механизма эффективно преобразует кинетическую энергию автомобиля в тепловую) детали механизма сильно нагреваются. Это может привести к закипанию тормозной жидкости внутри рабочего цилиндра. Особенно это касается механизма классического типа.

Мероприятия по снижению температуры:

- цилиндры из алюминиевого сплава;
- сокращают площадь контакта поршней с колодками;
- неметаллические поршни;
- плавающая скоба (одностороннее расположение цилиндра и отсутствие магистрали соединяющей их;
- вентилируемые диски (омываемые не только снаружи, но и изнутри воздухом, поступающим через радиальные каналы).

Перечисленные мероприятия позволяют снизить температуру жидкости на 30...40 °С.

Нарисовать схемы расположения колодок относительно оси колеса

2) Очевидно, что положение скобы относительно вертикального диаметра колеса оказывает влияние на величину вертикальной нагрузки на его подшипники. При двух различных расположениях скобы нагрузка на подшипники составит

$$R'_G = R_Z + P_\Sigma \cos \theta;$$

$$R''_G = R_Z - P_\Sigma \cos \theta.$$

Из уравнений видно, что вертикальная нагрузка на подшипники колеса уменьшается при расположении скобы сзади центра колеса.

Расчет механизма сводится к определению диаметров рабочих цилиндров.

Суммарная тормозная сила

$$P_{\Sigma} = \frac{M_{Tmax}}{\mu i r_{cp}}$$

где μ – коэффициент трения тормозных накладок по диску;

i – число пар трения;

Зная, что суммарная сила $P_{\Sigma} = p \sum_{j=1}^z \frac{\pi d_{ij}^2}{4}$ можно

определить (подобрать) диаметр цилиндров

где p – давление в цилиндре;

d_{ij} – диаметр цилиндра;

z – число цилиндров (если механизм с плавающей скобой,

то число цилиндров удваивается);

$$r_{cp} - \text{средний радиус трения } r_{cp} = \frac{(r_n + r_g)}{2}.$$

БАРАБАНЫЕ ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Барабанный тормозной механизм имеет симметричные колодки (обычно две), несущие на наружных цилиндрических поверхностях фрикционные тормозные накладки, которые под действием приводного устройства прижимаются к внутренней цилиндрической поверхности барабана.

Барабанный тормозной механизм состоит из опорного диска (суппорт), колодок (фрикционный элемент), опор колодок, разжимного устройства, барабана (ротор) и регулятора зазоров.

Тормозные моменты на колодках

Нарисовать расчетную схему колодки

Для определения момента колодки выделим на поверхности накладки элементарную поперечную полоску, расположенную под углом α к оси Y и имеющую

1) площадь $dS = b r_o d\alpha$, где b – ширина накладки.

При этом силы действующие на этой площадке:

2) нормальная сила $dN = q \cdot dS$,

где q – давление на поверхности колодки.

3) сила трения $dT = \mu \cdot dN$.

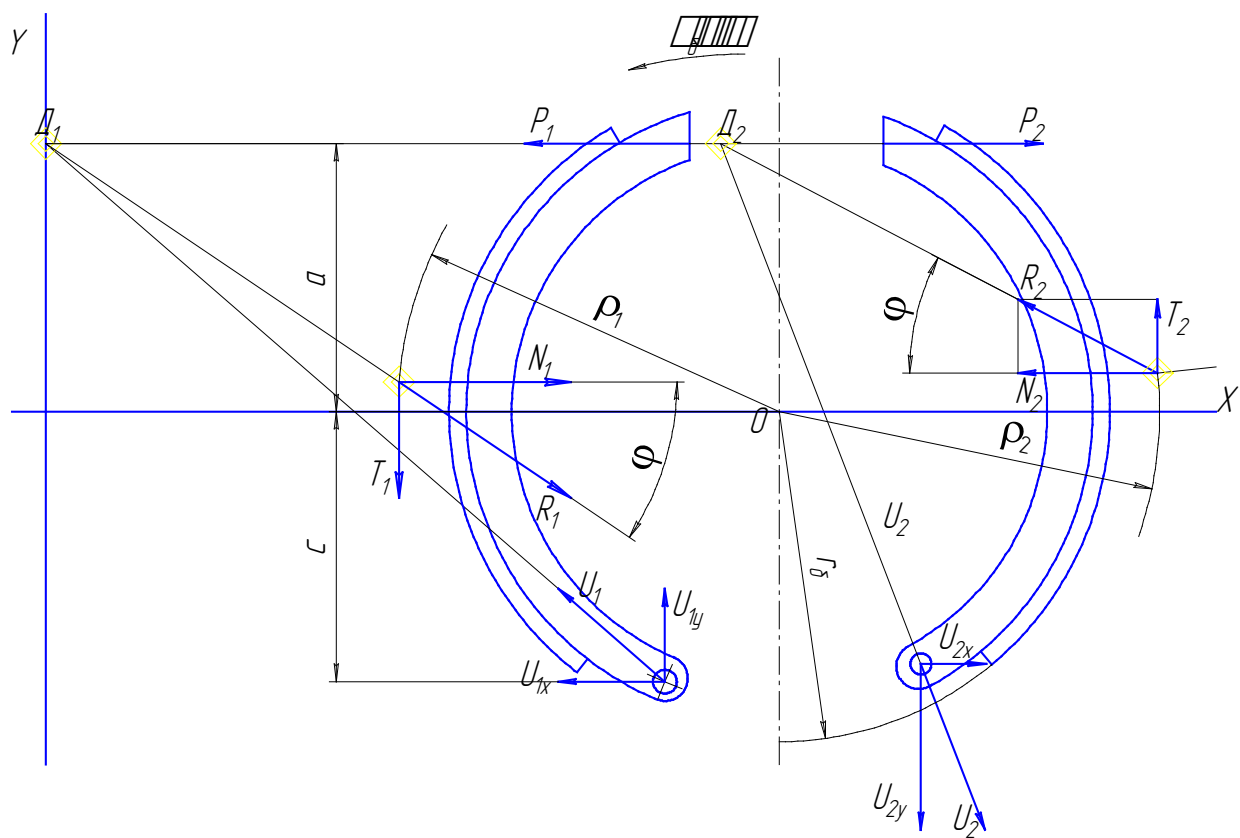
4) элементарный тормозной момент $dM_T = r_o dT$, проинтегрировав его на участке $\alpha' \alpha''$ можно получить тормозной момент на колодке

$$M_T = \int dM_T = \int_{\alpha'}^{\alpha''} \mu q b r_o^2 d\alpha.$$

С учетом того, что $\mu = const$, $b = const$, $r_o = const$ и равномерного распределения давления по площади колодки тормозной момент на колодке

$$M_T = \mu q b r_o^2 (\alpha'' - \alpha').$$

При неравномерном распределении давления на накладку (как правило распределение давления носит синусоидальный характер) тормозной момент на колодке



$$M_T = \mu q b r_6 (\cos \alpha' - \cos \alpha'').$$

Тормозной момент можно представить через результирующую элементарных сил трения, которая приложена на некотором радиусе

$$M_T = T \rho,$$

где ρ – приведенный радиус
$$\rho = \frac{\theta}{2 \cos \beta} r_6,$$

θ – угол охвата накладки.

В приведенных формулах момент выражен через давление на накладке. Для практических расчетов необходимо установить зависимость тормозного момента от разжимающей силы P . Для этого рассмотрим тормозной механизм с односторонним расположением опор и равными приводными силами (с гидравлическим приводом)

Нарисовать схему тормозного механизма

для активной колодки	для пассивной колодки
$\Sigma M_O = 0; \quad T_1 \rho_1 - U_{x1} c - U_{y1} b_1 + Pa = 0;$ $\Sigma F_x = 0; \quad N_1 - U_{x1} - P = 0;$ $\Sigma F_y = 0; \quad U_{y1} - T_1 = 0.$	$\Sigma M_O = 0; \quad T_2 \rho_2 + U_{x2} c + U_{y2} b_2 - Pa = 0;$ $\Sigma F_x = 0; \quad -N_2 + U_{x2} + P = 0;$ $\Sigma F_y = 0; \quad -U_{y2} + T_2 = 0.$

Решая совместно эти уравнения получаем

– реакции опор

$$\left. \begin{aligned} U_{y1} &= \mu N_1 = \mu \frac{P(c+a)}{c - \mu \rho_1 + \mu b_1} \\ U_{x1} &= \frac{\mu N_1 \rho_1 - \mu N_1 b_1 + Pa}{c} \end{aligned} \right\} U_1 = \sqrt{U_{x1}^2 + U_{y1}^2};$$

– тормозной момент активной колодки

$$M_{T1} = \frac{\mu P(c+a) \rho_1}{c - \mu \rho_1 + \mu b_1}.$$

Аналогично получаем и для второй (пассивной) колодки:

– реакции опор

$$\left. \begin{aligned} U_{y2} &= \mu N_2 = \mu \frac{P(c+a)}{c - \mu b_2 + \mu \rho_2} \\ U_{x2} &= \frac{\mu N_2 \rho_2 - \mu N_2 b_2 - Pa}{c} \end{aligned} \right\} U_1 = \sqrt{U_{x1}^2 + U_{y1}^2};$$

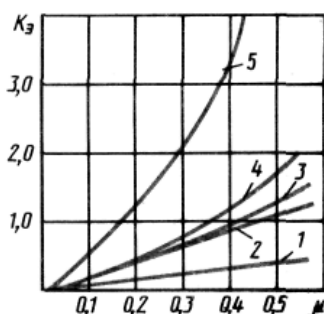
– тормозной момент пассивной колодки

$$M_{T2} = \frac{\mu P(c+a) \rho_2}{c - \mu b_2 + \mu \rho_2}.$$

Анализ барабанных тормозных механизмов различных типов

1	<p>С равными приводными силами и односторонним расположением опор:</p> $M_T = M_{T1} + M_{T2} = \frac{\mu P(c+a)\rho_1}{c - \mu\rho_1 + \mu b_1} + \frac{\mu P(c+a)\rho_2}{c - \mu b_2 + \mu\rho_2};$ <ul style="list-style-type: none"> – коэффициент эффективности $K_3 = 0,8$ (при $\mu = 0,35$); – тормозная эффективность одинакова независимо от направления движения т.е. механизм реверсивен (всегда одна колодка активная, а другая пассивная); – высокая неуравновешенность (при торможении на подшипники ступицы колеса действует дополнительная нагрузка) – неравномерный износ. 	
2	<p>С равными приводными силами и разнесенными опорами:</p> $M_T = M_{T1} + M_{T2} = 2 \frac{\mu P(c+a)\rho_1}{c - \mu\rho_1 + \mu b_1};$ <ul style="list-style-type: none"> – коэффициент эффективности $K_3 = 1,08$ (при $\mu = 0,35$);; – тормозная эффективность зависит от направления движения (вперед две колодки активные, а назад – две пассивные); – тормозной механизм уравновешенный. 	
3	<p>С равными перемещениями колодок: наилучшими условиями работы механизма является равенство моментов на колодках, т.е.</p> $M_{T1} = M_{T2}$ <p>это можно реализовать определив требуемые приводные силы и соответствующим образом спрофилировать кулачок</p> $\frac{M_{T1}}{M_{T2}} = \frac{\mu P_1(c+a)\rho_1}{c - \mu\rho_1 + \mu b_1} \cdot \frac{c - \mu b_2 + \mu\rho_2}{\mu P_2(c+a)\rho_2};$ $\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \frac{c - \mu b_2 + \mu\rho_2}{c - \mu\rho_1 + \mu b_1}$ <ul style="list-style-type: none"> – коэффициент эффективности $K_3 = 0,7$ (при $\mu = 0,35$); – тормозная эффективность одинакова независимо от направления движения; – одинаковые давления на поверхности накладок (одинаковый износ); – тормозной механизм уравновешен. 	
4	<p>С самоусилением (сервотормоз):</p> <ul style="list-style-type: none"> – коэффициент эффективности $K_3 = 3,31$; – малая стабильность; – большая неуравновешенности. <p>Вызывает чрезмерно резкое торможение и поэтому в современных автомобилях в качестве колесного тормозного механизма не применяется.</p>	

Статические характеристики различных тормозных механизмов



- 1 – дисковый;
- 2 – с равными перемещениями колодок;
- 3 – с односторонним расположением опор и равными приводными силами;
- 4 – с разнесенными опорами и равными приводными силами;
- 5 – сервотормоз

РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

1. Условная удельная нагрузка на накладки

$$p_{\text{нак}} = \frac{G_a g}{\Sigma F_{\text{нак}}} \leq [p_{\text{нак}}],$$

G_a – полная масса автомобиля;

$\Sigma F_{\text{нак}}$ – суммарная площадь всех накладок.

При $G_a < 11 \text{ т}$ $[p_{\text{нак}}] > 0,25 \text{ МПа}$, а при $G_a > 11 \text{ т}$ – $[p_{\text{нак}}] > 0,3 \text{ МПа}$.

2. Среднее давление на поверхности самоприжимной колодки

$$q_{\text{ср}} = \frac{N_{li}}{F_{li}} \leq [q_{\text{ср}}],$$

где N_{li} – нормальная сила действующая на накладку (см. выше);

F_{li} – площадь тормозной накладки.

3. Удельная работа трения – это работа трения, совершаемая при торможении с максимальной скорости до полной остановки, к суммарной площади всех накладок

$$L_0 = \frac{G_a V^2}{2 \cdot \Sigma F_{\text{нак}}} \leq [L_0];$$

для л.а. $[L_0] = 1 \dots 2 \text{ кДж/см}^2$ (большие значения для дисковых ТМ);

для г.а. $[L_0] = 0,6 \dots 0,8 \text{ кДж/см}^2$

От удельной работы зависит износ и нагрев элементов тормозного механизма: тормозного барабана (диска), тормозных накладок. Для уменьшения удельной работы необходимо увеличивать площадь тормозных накладок и соответственно ширину тормозных барабанов и их диаметр. Этим объясняется наблюдаемая в последнее время тенденция увеличения размера колес легковых автомобилей для возможности размещения тормозных дисков увеличенных размеров.

4. Температура нагрева ротора (барабана или диска) за одно торможение

$$\Delta t = \frac{G_k V_a^2}{2 \Sigma (m_i C_i)} \leq [\Delta t],$$

где V_a – начальная скорость торможения автомобиля;

m_i – масса i -го элемента ротора (для биметаллических дисков и барабанов);

C_i – удельная теплоемкость i -го элемента ротора (для чугуна $C = 482 \text{ Дж/(кг·К)}$, для алюминиевых сплавов $C = 880 \text{ Дж/(кг·К)}$).

G_k – масса автомобиля приходящаяся на одно колесо (с учетом распределения масс)

– для колес переднего моста
$$G_{\text{кп}} = \frac{G_a \frac{j_n h_g + gb}{a+b}}{2};$$

– для колес заднего моста
$$G_{\text{кз}} = \frac{G_a \frac{ga - j_n h_g}{a+b}}{2}.$$

j_n – нормативное замедление (принимается в соответствии с действующими нормативами эффективности тормозной системы, $j_n = 6 \text{ м/с}^2$);

a, b и h_g – соответственно расстояния от осей до центра тяжести и высота центра тяжести.

За одно интенсивное торможение с начальной скорости $V_a = 30 \text{ км/ч}$ до полной остановки $\Delta t < 15 \text{ }^\circ\text{C}$.

РАСЧЕТ ПРИВОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Коротко напомнить о типах приводных устройств:

- поршневые;
- кулачковые;
- клиновые;

– Z-образные (нарисовать схему и пояснить принцип работы) применяется в пневматическом приводе (грузовые автомобили VOLVO): при повороте приводного вала два пальца 1, упираются в толкатели 2 колодок (+ высокий КПД). В дальнейшем не будем рассматривать



1. Поршневой разжимной механизм

Поршневой разжимной механизм применяется при гидравлическом приводе. в тормозном механизме. Корпус цилиндра изготавливают из серого чугуна, а поршень – из алюминиевого сплава. Рабочую полость герметизируют резиновым манжетным или кольцевым уплотнителем:

+ простота конструкции, удобство компоновки, высокий КПД 0,95...0,98

При расчете поршневого тормозного механизма определяют диаметр цилиндра из условия получения максимальной приводной силы

$$d_k = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_k}},$$

где P – требуемая приводная сила (см. выше);

p_k – давление жидкости с учетом действия регулятора тормозных сил ($p_k = 8...12 \text{ МПа}$).

2. Кулачковый разжимной механизм применяется при пневматическом приводе:

+значительная приводная сила;

– низкий КПД = 0,60...0,80 (для повышения КПД (до 0,75...0,90), между кулаком и колодкой устанавливается ролик, а в опорах кулака применяются подшипники качения); повышенная трудоемкость ТО (необходимо периодически смазывать опоры кулака).

Момент приложенный к кулаку:

$$M_{\text{кул}} = P_1 \frac{d}{2} + P_2 \frac{d}{2} + P_1 f \frac{d'}{2} + P_2 f \frac{d'}{2};$$

– для барабанного ТМ

$$M_{\text{кул}} = (P_1 + P_2) \left(\frac{d}{2} + \frac{fd'}{2} \right);$$

где P_1 и P_2 – соответственно приводные силы на первичной и вторичной колодке;

f – коэффициент трения;

d – диаметр основания кулака;

d' – максимальный диаметр кулака.

$$M_{\text{кул}} = P_{\Sigma} \frac{d}{2} + P_{\Sigma} f \frac{d'}{2};$$

– для дискового ТМ

$$M_{\text{кул}} = P_{\Sigma} \left(\frac{d}{2} + \frac{fd'}{2} \right),$$

Усилие на штоке тормозной камеры

$$P_{\text{шт}} = \frac{M_{\text{кул}}}{l},$$

где l – длина рычага поворотного кулака.

3. Клиновой разжимной механизм применяется при пневматическом приводе для привода колодок барабанных и дисковых механизмов:

+ равномерный и меньший износ деталей трущейся пары, высокий КПД, возможность обеспечения равным приводных сил (коэффициент эффективности повышается с 0,7 до 0,8);

– повышенная стоимость и необходимость хорошей грязезащиты.

Расчет клинового разжимного механизма сводится к определению **приводной силы на штоке:**

– для барабанного ТМ при равных тормозных силах $P_{\text{шт.б}} = 2P \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_{\text{кл}}}{2} \right);$

– для барабанного ТМ при равных перемещениях

$$P_{шт.б} = P_1 \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_{кл}}{2}\right) + P_2 \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_{кл}}{2}\right);$$

– для дискового ТМ

$$P_{шт.д} = P_{\Sigma} \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_{кл}}{2}\right).$$

где P , P_1 , P_2 и P_{Σ} – приводные силы;

$\alpha_{кл}$ – угол при вершине клина, $\alpha_{кл} \approx 12^\circ$ (при котором не происходит самозаклинивания).

Величина осевого хода клина

$$S_{кл} = S_{кол} \operatorname{ctg}\left(\frac{\alpha_{кл}}{2}\right),$$

где $S_{кол}$ – ход колодки с учетом максимального износа накладки.

Далее по величине силы $P_{шт}$ и осевого хода клина выбираем тормозную камеру.

АНАЛИЗ И РАСЧЕТ ПРИВОДА

Для рабочей тормозной системы преобладающими являются два вида приводов – гидравлический и пневматический.

Гидравлический привод:

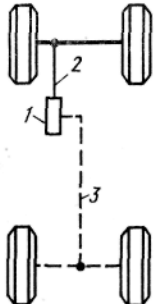
- + высокое быстродействие, простота конструкции и удобство компоновки, малые габаритные размеры и масса, низкая стоимость, высокий КПД;
- ограниченное силовое передаточное число (ограничивает область его применения), снижение КПД при низких температурах, чувствительна к местным повреждениям.

Пневматический привод (целесообразно применять при полной массе свыше 7 т):

- + легкость управления; большие приводные силы, простота подключения тормозных механизмов прицепов; использование сжатого воздуха для других целей;
- сложная конструкция, низкое быстродействие, значительные габариты, масса и стоимость.

Для повышения надежности тормозного управления, тормозные приводы (особенно гидравлические) выполняют разделенным на самостоятельные контуры – *min 2*). Выбор той или иной схемы определяется степенью потери эффективности торможения, допустимой несимметричностью тормозных сил и сложностью привода.

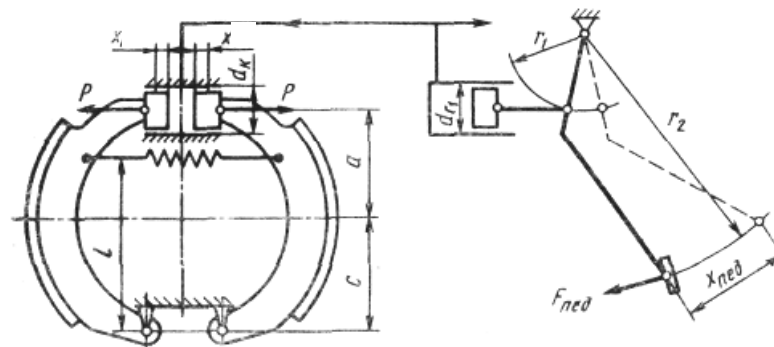
В настоящее время наибольшее распространение получили четыре схемы:

1	двухконтурная с раздельным управлением передними и задними ТМ (ВАЗ 2101, 2103, 2105)	+ простота и низкая стоимость; – значительным снижением эффективности при выходе из строя переднего контура.	
---	--	---	---

2	двухконтурная диагональная (автомобили ВАЗ-2108, ВАЗ-21102)	+ эффективность торможения не менее 50 % при выходе из строя любого контура.	
3	двухконтурная с дополнительным приводом к передним ТМ (АЗЛК 2141, ВАЗ 2121)	+ эффективность торможения не менее 50 % при выходе из строя любого контура – несимметричны тормозные силы (передние колеса при этом стремятся повернуться относительно шкворней в сторону большей силы, что приводит к потере устойчивости автомобиля. Поэтому на автомобилях с таким приводом обычно применяют отрицательные плечи обкатки (до 20 мм), и при неравенстве тормозных сил поворот колес происходит в обратном направлении, что улучшает устойчивость).	
4	двухконтурная параллельная одновременное торможение всех ТМ (ЗИЛ 114)	+ наибольшая эффективность; – сложность и высокая стоимость	

РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

Расчет гидравлического привода выполняют для определения диаметров колесного (уже рассмотрели) и главного цилиндров, усилия на педаль и ее ход, передаточного числа педального привода, необходимости применения усилителя.



1. Диаметр главного цилиндра определяют из соотношения $\frac{d_k}{d_r} = 0,9 \dots 1,2$ (причем малые размеры d_r увеличивают ход педали)

2. Усилие на педали управления

$$F_{\text{пед}} = \frac{r_1}{r_2} \left(\frac{\pi d_r^2}{4\eta} \right) p_k \leq [F_{\text{пед}}] = 500 \dots 700 \text{ Н},$$

где r_1 и r_2 – плечи;

η – КПД гидравлического привода ($\eta = 0,85 \dots 0,95$);

p_k – давление жидкости, $p_k = 8 \dots 12 \text{ МПа}$ (чем выше давление, тем компактнее конструкция привода,

но выше требования, предъявляемые к трубопроводам и в первую, очередь к резиновым шлангам и их соединениям).

!!! Если найденная сила превышает допустимую, то необходимо применять усилитель.

3. Рабочий ход педали

$$x_{P_{\text{пед}}} = \left(2k \frac{\sum d_{ki}^2 x_i}{d_r^2} + \Delta_0 + \Delta \right) \frac{r_2}{r_1},$$

где k — коэффициент, учитывающий объемную деформацию трубопроводов, $k = 1,05 \dots 1,1$;

Δ_0 — зазор между поршнем и толкателем $\Delta = 1,5 \dots 2,5$;

Δ — свободный ход штока педали;

$$x_i - \text{ход } i\text{-го поршня рабочего цилиндра } x_i = \frac{(\delta_0 + \delta)(a + c)}{c},$$

здесь δ_0 — радиальный зазор между фрикционной накладкой барабаном;

δ — допустимый радиальный износ фрикционной накладки.

4. Полный ход педали

В следствии упругих и тепловых деформаций деталей привода и колесного механизма, а также срабатывания сигнализаторов тормозного привода полный ход педали (до упора ее в пол) должен быть больше рабочего на 40...60 %, т.е.

$$x_{П_{\text{пед}}} = (1,4 \dots 1,6) x_{P_{\text{пед}}} \leq [x_{П_{\text{пед}}}] = 150 \dots 170 \text{ мм}$$

!!! Если полный ход превышает допустимый, то необходимо применять усилитель.

РАСЧЕТ ПНЕВМОПРИВОДА

Пневматический тормозной привод состоит из компрессора, регулятора давления воздуха, влагоотделителя, защитных клапанов, ресиверов, крана стояночной системы, двухсекционного тормозного крана, тормозных камер, задних пружинных энергоаккумуляторов, клапана управления тормозными механизмами прицепа, соединительных головок и комбинированного воздухораспределителя прицепа.

Компрессор позволяет осуществить зарядку ресиверов сжатым воздухом при давлении до 1,0 МПа.

Объем ресивера выбирают с большим запасом для того, чтобы с полной нагрузкой он работал не более 10...30 % времени движения автомобиля.

Тормозной кран рассчитываются исходя из выполнения норм по усилию и ходу педали:

$$P_{\text{пед}} \leq 700 \text{ Н}, \quad x_{\text{пед}} \leq 180 \text{ мм}.$$

Тормозные камеры выбираются по известному усилию на штоке.

РАСЧЕТ СТОЯНОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

Особенность расчета заключается в определении тормозного момента из условия обеспечения неподвижности автомобиля на уклоне:

– для одиночного $i = 0,16$ (16%);

– для автопоезда $i = 0,08$ (8%).

1. Тормозная сила $P_{TC} = G_a g i$.

2. Тормозной момент:

– для колесных тормозных механизмов $M_{TC} = P_{TC} r_k$;

– для трансмиссионных тормозных механизмов $M_{TC} = \frac{P_{TC} r_k}{U_r}$;

Дальнейший расчет выполняется в соответствии с типом приводных устройств и нормами по усилию и ходу рычага:

$$P_{\text{рыч}} \leq 300 \dots 400 \text{ Н}, \quad x_{\text{рыч}} \leq 160 \dots 220 \text{ мм (меньшие для л.а.)}.$$

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ (*проработать самостоятельно*)

1. Педали рассчитываются на изгиб.
2. Штоки (тормозной камеры, главного тормозного цилиндра) – сжатие (растяжение).
3. Валы (поворотных кулаков) – кручение + изгиб.
4. Опоры колодок – срез + изгиб.