

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ ІНСТИТУТ

Кафедра «Автомобілі і двигуни»

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ПО ВИКОНАННЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
З ДИСЦИПЛІНИ "АВТОТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ. РОБОЧИ
ПРОЦЕСИ Й ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ"
ПО ТЕМІ "ПРОЕКТУВАННЯ Й РОЗРАХУНОК ГАЛЬМОВИХ
СИСТЕМ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ"
(ДЛЯ СТУДЕНТІВ НАПРЯМКУ 6.070106 «АВТОМОБІЛЬНИЙ
ТРАНСПОРТ»)**

Методичні вказівки по виконанню курсового проекту з дисципліни "Автотранспортні засоби. Робочі процеси й основи розрахунку" по темі "Проектування й розрахунок гальмових систем автотранспортних засобів" (для студентів напрямку 6.070106 «Автомобільний транспорт») / Укл. М.І. Міщенко, Д.Ю. Приходченко. – Горлівка: АДІ ДонНТУ, 2012. – 20 с.

Містять методику виконання розрахунків гальмових систем автотранспортних засобів з гідравлічним і пневматичним гальмівними приводами, що мають постійний розподіл гальмівних сил по осях.

Укладачі:

М.І. Міщенко, проф.
Д.Ю. Приходченко, ст. викл.

Відповідальний
За видання

М.І. Міщенко, зав.каф., д.т.н.

ЗМІСТ

	ВСТУП	
	ВИЗНАЧЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ МОМЕНТІВ НА ОСЯХ АВТОМОБІЛЯ	
	ПРОЕКТУВАННЯ ГАЛЬМІВНОГО МЕХАНІЗМУ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ	
	2.1 Вибір конструктивної схеми гальмівного механізму	
	2.2 Вибір параметрів гальмівного механізму	
	2.3 Визначення величини розтискних зусиль на колодках гальмівного механізму	
	РОЗРАХУНКИ ПОКАЗНИКІВ ЗНОСОСТІЙКОСТІ БАРАБАННИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ	
	РОЗРАХУНКИ ГАЛЬМІВНОГО ПРИВОДА АВТОМОБІЛЯ	
	4.1 Вихідні дані для розрахунків гальмівного привода	
	4.2 Розрахунки гідравлічного гальмівного привода	
	4.3 Розрахунки пневматичного гальмівного привода	
	РОЗРАХУНКИ СТОЯНКОВОГО ГАЛЬМА	
	РОЗРАХУНКИ ДЕТАЛІ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ НА МІЦНІСТЬ	
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	

ВСТУП

Автомобільний транспорт є основним видом безрейкового транспорту, що виконує масові перевезення вантажів і пасажирів.

Сучасні автотранспортні засоби відрізняються високими динамічними якостями, що дозволяють досягати великої швидкості руху. Однак в умовах все зростаючої інтенсивності руху в містах і на автомагістралях країни особливе значення набувають питання безпеки руху. У цьому плані завдання керування й, насамперед, гальмування автомобілів і автопоїздів стає в ряд першочергових проблем автомобільної техніки, а гальмові системи - у число найважливіших вузлів автотранспортних засобів.

Курсовий проект по дисципліні "Автотранспортні засоби. Робочі процеси й основи розрахунку" виконується студентами після вивчення ними загальнотехнічних і ряду спеціальних дисциплін, також повністю вивчена дисципліна "Автотранспортні засоби. Робочі процеси й основи розрахунку" і студенти підготовлені до вибору й аналізу конструкції, розрахункам і технології виготовлення окремих вузлів і деталей автомобіля.

Дані методичні вказівки дозволяють спроектувати гальмові системи з гідравлічним і пневматичним приводами одиночних автотранспортних засобів, що мають постійний розподіл гальмівних сил по осях і здійснити виконання курсового проекту на високому інженерному рівні.

1 ВИЗНАЧЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ МОМЕНТІВ НА ОСЯХ АВТОМОБІЛЯ

Найбільші гальмівні моменти $M_{T2\max}$ й $M_{T1\max}$ відповідно на колесах задньої й передньої осей автомобіля визначають із умови забезпечення одночасного блокування всіх коліс автомобіля в середніх, найбільш характерних, дорожніх умовах

$$M_{T2\max} = G_a g \varphi'' r_d \frac{a}{L} \left(1 - \frac{\varphi'' h_g}{L \beta_2 + \varphi'' h_g} \right), \text{ Нм} \quad (1.1)$$

$$M_{T1\max} = M_{T2\max} \frac{\beta_1}{\beta_2}, \quad \text{Нм} \quad (1.2)$$

де G_a - повна маса автомобіля, кг;

g - прискорення вільного падіння тіла, $g = 9.81 \text{ м/с}^2$;

φ'' - максимальне експлуатаційне значення коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою. У розрахунках приймають $\varphi'' = 0.7 \dots 0.8$;

r_d - динамічний радіус колеса, м. Приймають, що $r_d = r_k = r_{\text{ст}}$ (останні два радіуси відповідно кінематичний і статичний);

a - відстань від центру ваги автомобіля до його передньої осі, м.

$$a = \frac{G_2}{G_a} L; \quad (1.3)$$

L - база автомобіля, м;

G_2 - маса автомобіля, що припадає на колеса задньої осі, кг;

h_g - висота розташування центру ваги автомобіля щодо опорної поверхні, м. Приймають $h_g = 0.25L$ для легкових і $h_g = 0.35L$ для вантажних автомобілів;

β_2 і β_1 - коефіцієнти розподілу гальмівних моментів відповідно на колеса задньої й передньої осей автомобіля.

$$\beta_1 = \frac{b + \varphi_0 h_g}{L}, \quad (1.4)$$

$$\beta_2 = \frac{a - \varphi_0 h_g}{L}; \quad (1.5)$$

b - відстань від центру ваги автомобіля до його задньої осі, м.

$$b = L - a; \quad (1.6)$$

φ_0 - оптимальне значення коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорогою.

$$\varphi_0 = \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L}; \quad (1.7)$$

φ' - мінімальне експлуатаційне значення коефіцієнта зчеплення коліс із дорогою, у розрахунках приймають $\varphi' = 0.1 \dots 0.2$.

2 ПРОЕКТУВАННЯ ГАЛЬМІВНОГО МЕХАНІЗМУ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ

2.1 Вибір конструктивної схеми гальмівного механізму

У цей час на автомобілях найчастіше застосовують два типи гальмівних механізмів: барабанні із внутрішніми колодками й дискові відкритого типу.

Барабанні гальма із внутрішніми колодками найбільше широко поширені. Вони мають наступні переваги: компактність, гарний тепловідвід (через барабан), достатньо гарний захист від впливу зовнішнього середовища й можливість здійснити малі зазори між накладками й гальмівними барабанами (при цьому досягається більш швидке спрацювання цих гальм).

Одним з основних недоліків барабанних гальм із внутрішніми колодками є нестабільність показників гальмування. При тривалому гальмуванні гальмівний барабан сильно нагрівається й під впливом зусилля з боку накладки він може приймати форму конуса. У місці контакту з гальмівним барабаном накладка зазнає великий питомий тиск і сильне зношування. Ефективність гальмування автомобіля таким гальмом зменшиться.

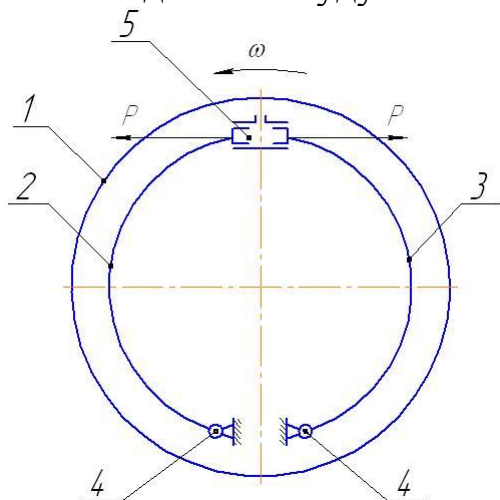
Дискові гальмівні механізми відкритого типу найбільше широко застосовують на легкових автомобілях на колесах передньої осі. На вантажних автомобілях і автобусах зараз починають впроваджувати дискові гальма закритого типу.

Дискові гальма відкритого типу мають гарний тепловідвід і стабільні показники гальмування, тому що гальмовий диск при нагріві не змінює форму, а тільки товщає. Однак такі гальма не захищені від впливу зовнішнього середовища. Дуже важко зробити, щоб той самий дисковий гальмівний механізм виконував роль стоянкового й робочого гальма, як це спостерігається майже у всіх легкових автомобілів з барабанними гальмами.

Найбільше поширення в автомобілебудуванні одержали три типи барабанних гальм із внутрішніми колодками.

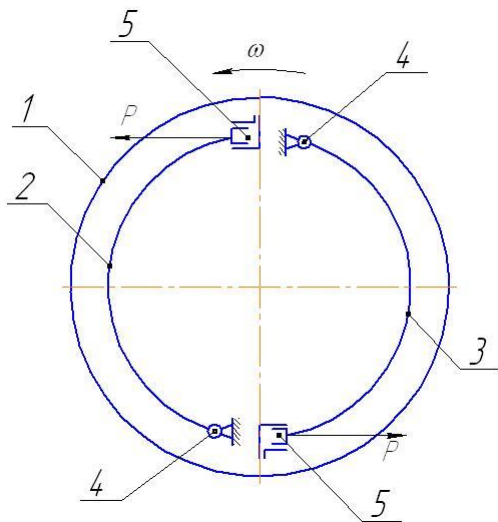
Барабанний гальмівний механізм типу 1 (мал. 2.1), поміщений у гальмівному барабані 1, має рівні розтискні зусилля, створювані, наприклад,

одним колісним гідравлічним циліндром 5, і однобічне розташування опор 4, колодок що заклинюється 2, й що віджимається 3. Щоб зносостійкість колодок 2 і 3 була однаковою, кут обхвату колодки, що заклинюється Θ_1 виконують, більше кута обхвату колодки, що віджимається Θ_2 . Тому гальмові колодки 2 і 3 будуть не взаємозамінні.



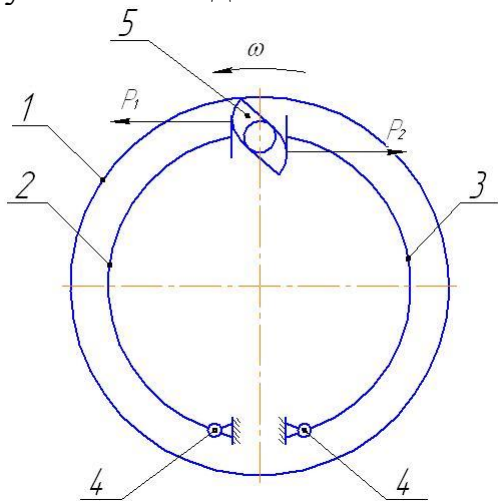
Малюнок 2.1 – Схема барабанного гальмівного механізму типу 1.

Барабанний гальмівний механізм типу 2 (мал. 2.2), поміщений у гальмівний барабан 1, має теж рівні розтискні зусилля, створювані двома колісними гідравлічними циліндрами 5, і рознесені опори 4 колодок 2 і 3, причому обидві колодки 2 і 3 можуть бути такими, що заклинюються при одному напрямку обертання гальмівного барабана 1 або такими, що віджимаються при зворотному його обертанні. Колодки будуть взаємозамінні, а навантаження на підшипники маточини колеса від гальма будуть взаємоурівноважені. Гальмовий момент цього гальмівного механізму, коли колодки 2 і 3 будуть такими, що заклинюються, буде приблизно в 1.2...1.3 більше гальмового моменту гальмівного механізму типу 1. Однак колодковий гальмівний механізм типу 2 більш складний по конструкції й має меншу надійність. Застосовують цей механізм на передніх колесах автомобілів, що мають гідравлічний привід гальм.



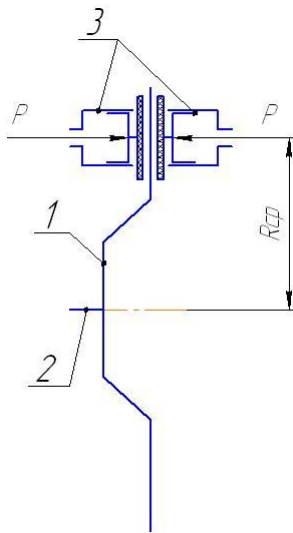
Малюнок 2.2 – Схема барабанного гальмівного механізму типу 2.

Барабанний гальмівний механізм типу 3 (мал. 2.3) з рівними переміщеннями колодок 2 і 3 і однобічним розташуванням опор 4, поміщений у гальмівному барабані 1, застосовується в автомобілях із пневматичним гальмівним приводом. Рівне переміщення колодок 2 і 3 здійснює розтискний кулак 5, тому гальмові моменти на колодках що заклинюється 2, й що віджимається 3 будуть рівні. Розтискне зусилля на колодці 2, що заклинюється, при цьому буде менше, чим на колодці 3, що віджимається. Колодки 2 і 3 взаємозамінні. Ефективність гальмування таким гальмом буде найменша й складе приблизно 0.87 від ефективності гальмування колодкового гальмівного механізму типу 1.



Малюнок 2.3 – Схема барабанного гальмівного механізму типу 3.

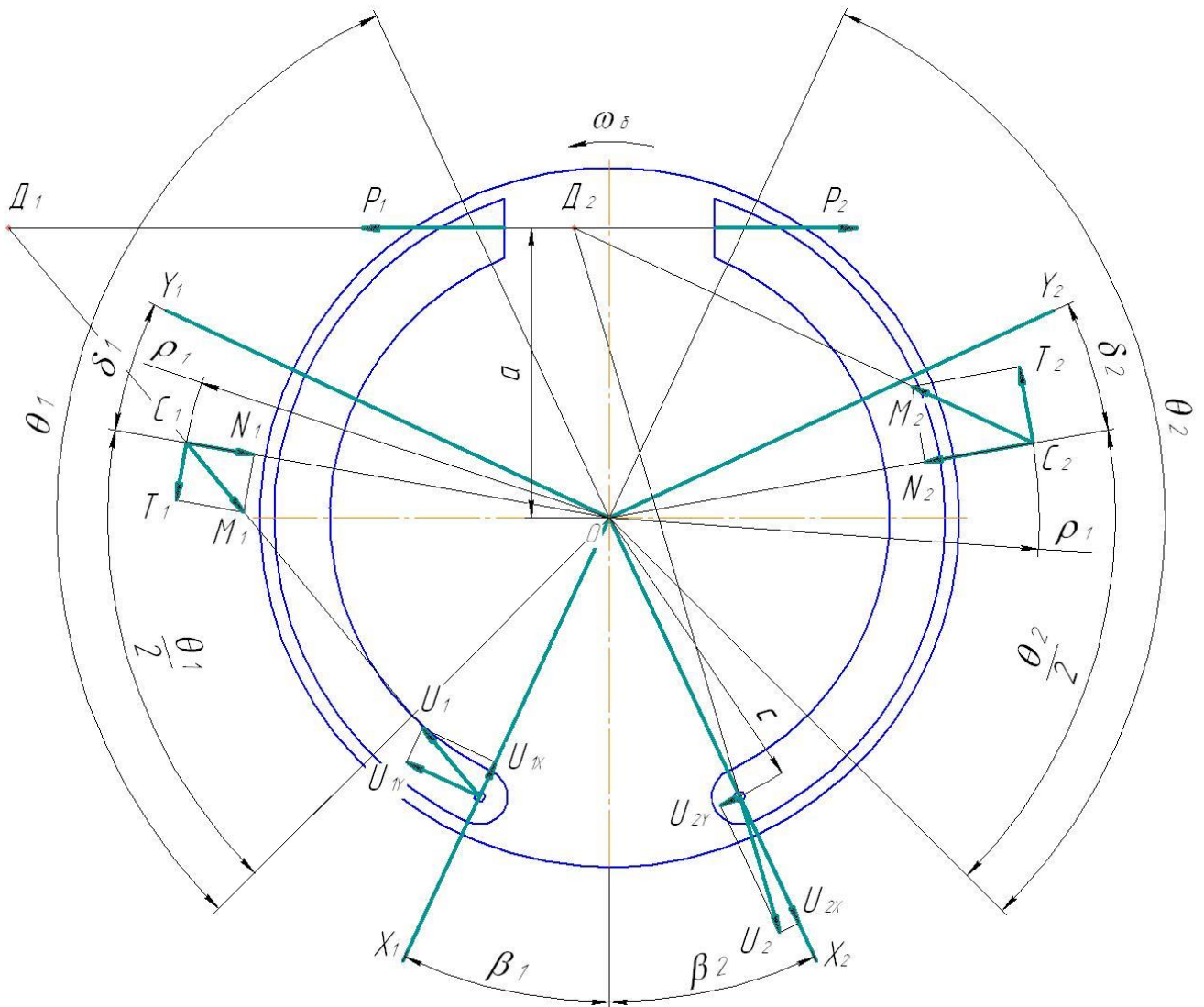
Конструктивна схема дискового гальмівного механізму відкритого типу показана на мал. 2.4.



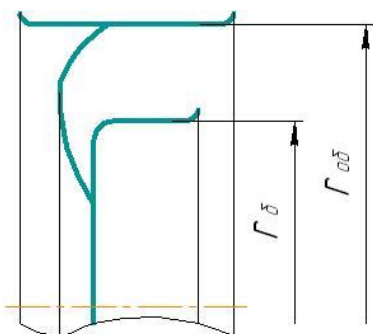
Малюнок 2.4 – Схема дискового гальмівного механізму відкритого типу.

2.2 Вибір параметрів гальмівного механізму

Параметри барабанного гальма із внутрішніми колодками показані на мал. 2.5, де символи з індексом "1" належать до колодки, що заклинюється, а з індексом "2" - до колодки, що віджимається. На цьому малюнку показані розтискні зусилля P , нормальні зусилля N від впливу гальмівного барабана на накладку гальмівної колодки, сила тертя T , прикладена до накладки, і реакція U впливу опорного пальця на гальмівну колодку.



Малюнок 2.5 – Схема сил, що діють у барабанному гальмівному механізмі типу 1.



Малюнок 2.6 – Схема металевої частини автомобільного колеса.

Основним параметром, що визначає один з габаритних розмірів гальмівного механізму, є радіус барабана r_6 (мал. 2.6). Він може бути визначений з наступних рівнянь:

- для легкових автомобілів

$$r_{\bar{o}} = (0.6...0.7) \frac{d_{o\bar{o}}}{2}; \quad (2.1)$$

- для вантажних автомобілів

$$r_{\bar{o}} = (0.75...0.85) \frac{d_{o\bar{o}}}{2}, \quad (2.2)$$

де $d_{o\bar{o}}$ - діаметр обода колеса автомобіля, м. Визначається по розміру шини, обраної в тяговому розрахунках проектованого автомобіля.

Для обраної конструктивної схеми гальмівного механізму виконують у масштабі всі геометричні побудови, показані на мал. 2.5. За схемою визначають значення наступних параметрів: a , c , β , δ , θ . Значення коефіцієнта тертя μ приймають рівним $\mu = 0.3...0.35$.

Приведений радіус тертя колодки барабанного гальма визначають по рівнянню

$$\rho = \frac{r_{\bar{o}} \theta}{2 \sin \frac{\theta}{2}} \quad (2.3)$$

Ширину гальмівної накладки b зазвичай приймають по прототипу.

Дисковий гальмівний механізм також повинен бути розташований усередині обода колеса. Тому параметр R_{cp} (мал. 2.4) вибирають із конструктивних розумінь.

2.3 Визначення величини розтискних зусиль на колодках гальмівного механізму

Колодковий гальмівний механізм типу I

$$P = \frac{M_T}{\mu(a + c \cdot \cos \beta) \left[\frac{\rho_1}{c(\cos \delta_1 + \mu \cdot \sin \delta_1) - \mu \cdot \rho_1} + \frac{\rho_2}{c(\cos \delta_2 - \mu \cdot \sin \delta_2) + \mu \cdot \rho_2} \right]} \quad (2.4)$$

Колодковий гальмівний механізм типу II

$$P = \frac{M_T}{2\mu \cdot \rho \frac{a + c \cdot \cos \beta}{c(\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) - \mu \cdot \rho}} \quad (2.5)$$

Колодковий гальмівний механізм типу III

$$P_1 = \frac{M_T}{2\mu \cdot \rho \frac{a + c \cdot \cos \beta}{c(\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) - \mu \cdot \rho}}, \quad (2.6)$$

$$P_2 = \frac{M_T}{2\mu \cdot \rho \frac{a + c \cdot \cos \beta}{c(\cos \delta - \mu \cdot \sin \delta) + \mu \cdot \rho}}. \quad (2.7)$$

Дисковий гальмівний механізм відкритого типу

$$P = \frac{M_T}{2\mu \cdot R_{cp}}. \quad (2.8)$$

У рівняннях (2.4), (2.5), (2.6), (2.7) і (2.8) величини M_T рівні $0.5M_{T1\max}$ або $0.5M_{T2\max}$ відповідно для гальмівних механізмів передніх або задніх коліс.

3 РОЗРАХУНКИ ПОКАЗНИКІВ ЗНОСОСТІЙКОСТІ БАРАБАННИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ

Питома вага автомобіля

$$p = \frac{G_a q}{\Sigma F} \leq [p], \text{ Па} \quad (3.1)$$

де G_a - вага автомобіля, Н;

ΣF - сумарна площа фрикційних накладок усіх гальм, м²;

$[p]$ - питома вага автомобіля, що допускається, Па. Рекомендується

$[p] = 0.15 \dots 0.35$ МПа.

Питомий тиск на фрикційні накладки

$$q = \frac{M_T}{\mu \cdot b \cdot r_0^2 \cdot \theta} \leq [q], \text{ Па} \quad (3.2)$$

де M_T - гальмівний момент на найбільш навантаженій колодці, Нм:

- для колодки, що заклинюється

$$M_T = P \cdot \mu \cdot \rho \frac{a + c \cdot \cos \beta}{c(\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) - \mu \cdot \rho}; \quad (3.3)$$

- для колодки, що віджимається

$$M_T = P \cdot \mu \cdot \rho \frac{a + c \cdot \cos \beta}{c(\cos \delta - \mu \cdot \sin \delta) + \mu \cdot \rho}; \quad (3.4)$$

θ - кут обхвату тієї колодки, для якої визначають величину q , рад;
 $[q]$ - питомий тиск, що допускається, Па. Приймають $[q] \leq 20$ МПа.

Питома робота тертя гальма, Дж/м²

$$L_{y\partial} = \frac{G_a V_a^2}{2\Sigma F} \leq [L_{y\partial}], \quad (3.5)$$

де V_a - швидкість руху автомобіля, м/с. Звичайно $L_{y\partial}$ визначають при $V_a = 8.34$ м/с і $V_a = V_{a \max}$.

$[L_{y\partial}]$ - величина питомої роботи тертя гальма, що допускається, Дж/м²
 (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Величина питомої роботи тертя гальма, що допускається
 $[L_{y\partial}]$, Дж/м²

Тип автомобіля	$V_a = 8.34$ м/с	$V_a = V_{a \max}$
Легковий	(5...10) 10^5	(40...150) 10^5
Вантажний	(7...20) 10^5	(30...70) 10^5

Температура нагріву гальмівного механізму за одне гальмування, град

$$\Delta T_\delta = \frac{\gamma G_a V_a^2}{2C_\delta G_\delta} \leq [\Delta T_\delta], \quad (3.6)$$

де γ - частина тепла, виділювана даним гальмівним механізмом. Для гальмівних механізмів передніх коліс $\gamma = 0.5\beta_1$, задніх коліс - $\gamma = 0.5\beta_2$;

$[\Delta T_\delta]$ - величина підвищення температури гальмівного барабана за одне гальмування, що допускається, град. При початковій швидкості $V_a = 8.34$ м/с $[\Delta T_\delta] = (15...20)$ град;

C_δ - питома теплоємність матеріалу гальмівного барабана, Дж/(кг град). Приймають для автомобільних гальмівних барабанів $C_\delta = 500$ Дж/(кг град);

G_δ - вага гальмівного барабана, Н. Величину G_δ необхідно прийняти на підставі аналізу робочого креслення гальмівного барабана.

4 РОЗРАХУНКИ ГАЛЬМІВНОГО ПРИВОДА АВТОМОБІЛЯ

4.1 Вихідні дані для розрахунків гальмового привода

Вихідні дані для розрахунків гальмового привода наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для розрахунків гальмового привода автомобіля

Тип автомобіля	Робоча ТС		Стоянкова ТС	
	Зусилля на педалі $P_{пед}$, Н	Хід педалі $H_{пед}$, м	Зусилля на важелі $P_{рыч}$, Н	Хід важеля $H_{рыч}$, м
Легковий	500	0,150	300	0,160
Вантажний, автобус	700	0,180	400	0,220

4.2 Розрахунки гідравлічного гальмівного привода

З п. 2.3 відомі величини розтискних зусиль на колодках передніх P_1 і задніх P_2 коліс автомобіля.

Тоді діаметри d_1 й d_2 колісних гальмівних циліндрів відповідно передніх і задніх коліс можна визначити по наступних рівняннях:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P_1}{\pi \cdot p_c}}, \text{ м}; \quad d_2 = \sqrt{\frac{4P_2}{\pi \cdot p_c}}, \text{ м}; \quad (4.1)$$

де p_c - максимальний тиск у гідравлічній гальмовій системі, Па. Приймають $p_c = (50...80)$ МПа.

Діаметр D головного гальмівного циліндра, за допомогою якого створюється в гальмовій системі необхідний тиск

$$D = \sqrt{\frac{4P_{пед} U_{пед}}{\pi \cdot p_c}}, \text{ м} \quad (4.2)$$

де $U_{пед}$ - передаточне число педального привода гальм. Визначається з відношення плечей гальмівної педалі.

При проектуванні гідравлічного гальмівного привода повинне виконуватися наступна умова:

$$H_{пед} \geq U_{пед} \left[(\delta_1 d_1^2 + \delta_2 d_2^2) \frac{4}{D^2} + \delta_2 \right], \quad \text{м} \quad (4.3)$$

де δ_1 - хід поршня колісного циліндра передніх і задніх коліс, м. Визначається графічним методом по складальним кресленням гальмівного механізму, попередньо встановивши мінімальний експлуатаційний зазор Δ між середньою частиною гальмової колодки й гальмовим барабаном;

δ_2 - зазор між штоком і поршнем головного циліндра, м. Приймають $\delta_2 = (0.0015 \dots 0.002)$ м.

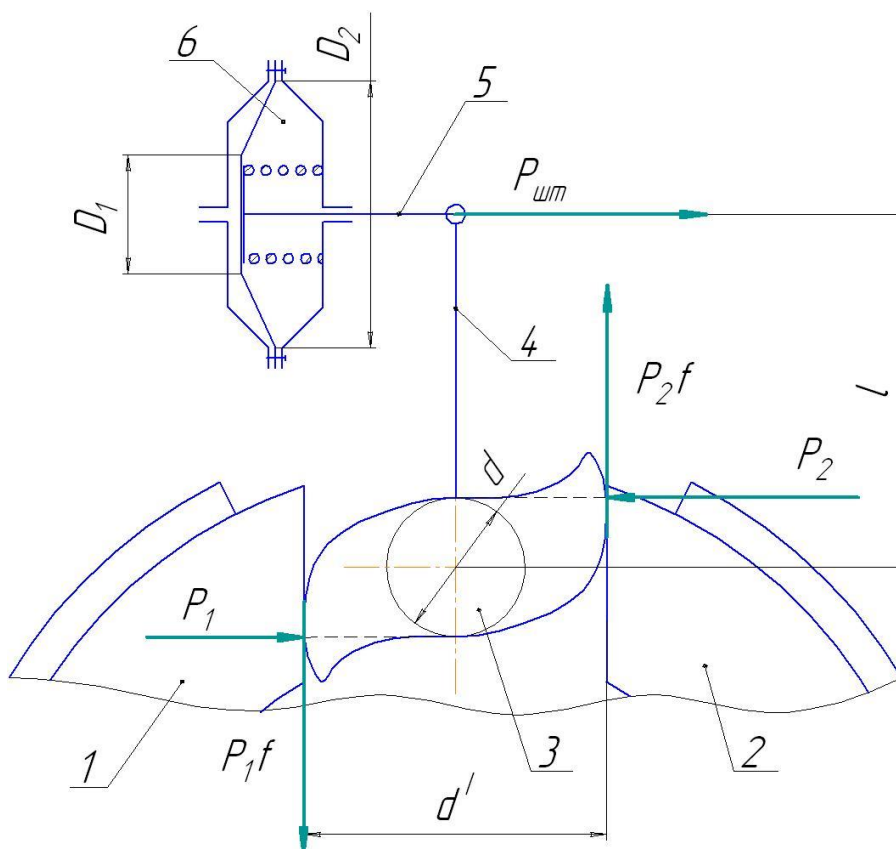
4.3 Розрахунки пневматичного гальмівного привода

На мал. 4.1 показана схема пневматичного привода. На розтискний кулак 3 з боку колодок 1 і 2 будуть діяти стискальні зусилля P_1 й P_2 , і сили тертя $P_1 f$ й $P_2 f$ (f - коефіцієнт тертя між кулаком 3 і колодками 1 і 2). Тоді величина моменту, прикладеного до кулака 3

$$M_{кул} = (P_1 + P_2) \left(\frac{d}{2} + \frac{d'}{2} \right), \text{ Нм} \quad (4.4)$$

де d - діаметр окружності, на основі якої будується евольвентний профіль розтискного кулака, м. Приймають із конструктивних розумінь при проектуванні розтискного кулака;

d' - відстань між гальмовими колодками 1 і 2, коли кулак 3 перебуває в робочому положенні. Величину d' можна прийняти на підставі складального креслення гальмівного механізму.



Малюнок 4.2 – Схема пневматичного гальмівного привода

Зусилля на штоку 5 гальмівної камери 6

$$P_{ум} = \frac{M_{кул}}{l}, \text{ Н} \quad (4.5)$$

де l - довжина поворотного важеля 4 кулака 3, м. Величину l вибирають із конструктивних міркувань.

Величину діаметра D_1 діафрагми гальмівної камери 6 при прийнятій величині діаметра D_2 можна визначити з рівняння

$$P_{ум} = p_c \frac{\pi}{12} (D_1^2 + D_1 D_2 + D_2^2), \text{ Н} \quad (4.6)$$

де p_c - тиск повітря в гальмівному приводі, Па. У розрахунках приймають $p_c = 0.6$ МПа.

Діаметр D поршневої гальмівної камери

$$D = \sqrt{\frac{4P_{ум}}{p_c \pi}}, \text{ м} \quad (4.7)$$

Подальший розрахунки пневматичного привода (визначення продуктивності компресора і ємності ресиверів) в обсязі курсового проекту не виконують.

5 РОЗРАХУНКИ СТОЯНКОВОГО ГАЛЬМА

Необхідна величина гальмівного моменту M_{TC} на гальмівному механізмі визначається по одному з наступних рівнянь:

– для колісного гальмівного механізму

$$M_{TC} = P_{TC} r_k, \text{ Нм} \quad (5.1)$$

– для трансмісійного стоянкового гальма

$$M_{TC} = \frac{P_{TC} r_k}{U_2}, \text{ Нм} \quad (5.2)$$

де P_{TC} - гальмівна сила на колесі.

$$P_{TC} = G_a \cdot g \cdot i, \text{ Н} \quad (5.3)$$

i - ухил поверхні стоянки автомобіля. Приймають для одиночних автомобілів $i = 0.16$ (16%), для автопоїздів $i = 0.08$ (8%).

Подальший порядок розрахунків стоянкової гальмової системи такий же, як і робочої.

6 РОЗРАХУНКИ ДЕТАЛЕЙ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ НА МІЦНІСТЬ

Діаметр штока гальмівної камери з умови роботи його на стиск від зусилля $P_{шт}$

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{4P_{шт}}{\pi[\sigma_{сж}]}} \text{, м} \quad (6.1)$$

де $[\sigma_{сж}]$ - напруга стиску, що допускається, Па.

Діаметр вала поворотного кулака з умови роботи його на крутіння від моменту $M_{кул}$

$$d_е = \sqrt{\frac{M_{кул}}{0.2[\tau_{кр}]}} \text{, м} \quad (6.2)$$

де $[\tau_{кр}]$ - напруга крутіння, що допускається, Па.

Перевірочний розрахунок для важеля поворотного кулака при роботі його на вигин від зусилля $P_{шт}$

$$W = \frac{P_{шт}l}{[\sigma_{из}]} \text{, м}^3 \quad (6.3)$$

де W - момент опору небезпечного переріза важеля поворотного кулака, м³.

$$W = \frac{B}{6D}(D^3 - d_е^3); \quad (6.4)$$

D - діаметр зовнішньої головки важеля поворотного кулака, м. Величиною D задаються з конструктивних міркувань;

B - ширина головки важеля поворотного кулака, м. Величиною B задаються з конструктивних міркувань;

$[\sigma_{из}]$ - напруга на вигин, що допускається, Па.

Діаметр опорного пальця з умови роботи його на вигин від найбільшого із зусиль U_1 або U_2 (див. мал. 2.5)

$$d_{он} = \sqrt{\frac{U_i l}{0.1[\sigma_{из}]}} \text{, м} \quad (6.5)$$

де U_i - зусилля U_1 або U_2 , що діє на опорний палець, Н.

$$U_1 = \sqrt{U_{1x}^2 + U_{1y}^2}; \quad (6.6)$$

$$U_{1x} = P_1 \left[\frac{(a + c \cdot \cos \beta)(\cos \delta_1 + \mu \cdot \sin \delta_1)}{c(\cos \delta_1 + \mu \cdot \sin \delta_1) - \mu \cdot \rho_1} + \cos \beta \right]; \quad (6.7)$$

$$U_{1y} = P_1 \left[\frac{(a + c \cdot \cos \beta)(\mu \cdot \cos \delta_1 - \sin \delta_1)}{c(\cos \delta_1 + \mu \cdot \sin \delta_1) - \mu \cdot \rho_1} - \cos \beta \right]; \quad (6.8)$$

$$U_2 = \sqrt{U_{2x}^2 + U_{2y}^2}; \quad (6.9)$$

$$U_{2x} = P_2 \left[\cos \beta - \frac{(a + c \cdot \cos \beta)(\sin \delta_2 + \mu \cdot \cos \delta_2)}{c(\cos \delta_2 - \mu \cdot \sin \delta_2) + \mu \cdot \rho_2} \right]; \quad (6.10)$$

$$U_{2y} = P_2 \left[\frac{(a + c \cdot \cos \beta)(\cos \delta_2 - \mu \cdot \sin \delta_2)}{c(\cos \delta_2 - \mu \cdot \sin \delta_2) + \mu \cdot \rho_2} - \cos \beta \right]. \quad (6.11)$$

l - відстань від зусилля U_1 або U_2 до небезпечного переріза опорного пальця, м. Величину l вибирають із конструктивних міркувань.

Перевіряємо кріпильні деталі (заклепки або болти), що з'єднують опорний гальмовий диск із балкою моста, на міцність від дії гальмівного моменту $0.5M_{T1\max}$ або $0.5M_{T2\max}$ відповідно для гальмівних механізмів передніх або задніх коліс.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Методичні вказівки по виконанню тягового розрахунку з дисциплін «Теорія експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів» та «Експлуатаційні властивості транспортних засобів» (для студентів спеціальностей 7.090258 «Автомобілі та автомобільне господарство», 7.100401 «Організація і регулювання дорожнього руху» та 7.100403 «Організація перевезень і управління на автотранспорті»)/Укл. В.Г. Цокур, М.І. Загороднов, В.В. Цокур – Горлівка: АДІ ДонНТУ, 2001. – 32 с.
2. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
3. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. – М.: Машиностроение, 1989.-376 с.
4. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. Автомобиль: конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
5. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобилей. – М.: Машгиз, 1962. – 463 с.