



**ПРОЕКТУВАННЯ  
РОБОЧОЇ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ  
ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до курсового проекту  
з дисципліни “Експлуатаційна ефективність автомобіля”  
для студентів спеціальності 7.090258  
“Автомобілі та автомобільне господарство”

LITTERIS

• E T •

ARTIBVS

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

# **ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОЇ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до курсового проекту

з дисципліни “Експлуатаційна ефективність автомобіля” для студентів  
спеціальності 7.090258 “Автомобілі та автомобільне господарство”

Львів — 2007

**Проектування робочої гальмової системи легкового автомобіля:**  
Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни “Експлуатаційна ефективність автомобіля” для студентів спеціальності 7.090258 “Автомобілі та автомобільне господарство”/ Укл. П. М. Гащук, Т. Г. Миськів.— Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2007.— 32 с.

**Укладачі:** Гащук П. М., д-р. техн. наук, проф.,  
Миськів Т. Г., ст. викл.

**Відповідальний за випуск** Вайда І. Р., ст. викл.

**Рецензенти** Качмар Р. Я., канд. техн. наук, доц.,  
Сороківський О. І., канд. техн. наук, доц.

## ПЕРЕДМОВА

Гальмове керування — чи не найважливіший засіб активізації безпеки автомобіля. Основний гальмівний ефект виникає завдяки силам тертя між колісними шинами і поверхнею дороги. Власне зовнішні відносно автомобіля сили здатні уповільнювати його рух. Проте, зумовлені ці сили фрикційною (тертьовою) взаємодією між окремими частинами всередині спеціальних пристроїв — колісних гальм автомобіля. Отож кінетична енергія (енергія руху) автомобіля при гальмуванні розвіюється у формі тепла як унаслідок „зовнішнього” тертя між шинами і дорогою, так і внаслідок „внутрішнього” тертя в гальмах. Внутрішнє розвіювання енергії (але не саме тертя) припиняється тільки у разі блокування коліс (коли вони перестають обертатися). Гальмування завжди здійснюється всіма колесами. Максимальні значення гальмівних моментів і сил зазвичай перевищують рушійні (тягові) моменти і сили, сповільнення автомобіля також більші за його прискорення (пришвидшення). В нагоді стають і інші гальмівні ефекти: тертя спокою (в так званих стоянкових гальмах), гальмування двигуном, гальмування гідравлічним сповільнювачем тощо.

Загалом гальмове керування поєднує в собі різні гальмові системи: 1) робочу — для зниження швидкості чи повної зупинки автомобіля за звичайних обставин; 2) запасну — для зупинення автомобіля у разі виходу з ладу робочої гальмової системи; 3) стоянкову — для утримування автомобіля в нерухомому стані; 4) допоміжну (обов’язкову для автобусів повною масою понад 5 т і вантажівок повною масою понад 12 т) — для гальмування на затяжних спусках гірських доріг. Гальмову систему складають гальмові механізми й гальмовий привід.

За інтенсивністю перебігу процеси гальмування поділяють на службові та екстрені. Службові гальмування супроводжуються відносно малими (комфортними) сповільненнями, а екстрені — найбільшими можливими чи допустимими (екстремальними) сповільненнями, необхідними зазвичай для запобігання наїзду на пішохода чи якоюсь іншою екстремальною ситуацією. Екстрене гальмування — надзвичайно енергонапружений і швидкоплинний процес, яким необхідно вельми точно керувати, щоби забезпечити: 1) максимальну ефективність гальмування; 2) пропорційність сповільнення автомобіля зусиллю на педалі приводу гальм; 3) забезпечення задовільного рівня стійкості (самовладності) й керованості автомобіля.

Виконання гальмовим керуванням цих та інших завдань є можливе за відповідного посередництва гальмового приводу. За видом енергоносія гальмові приводи поділяють на: 1) механічні; 2) гідравлічні; 3) пневматичні; 4) електричні; 5) комбіновані.

# 1. ПРОЦЕС ГАЛЬМУВАННЯ

В сенсі безпечності користування автомобілем найважливішим процесом вважають екстрене гальмування, мета якого — спинити автомобіль якнайшвидше і в якнайобмеженішому просторі. Максимальну ефективність гальмування в окресленому щойно сенсі бажано досягати, звісно, за умови збереження автомобілем стійкості-керованості. Під стійкістю (керованістю) автомобіля в процесі гальмування розуміють здатність автомобіля зберігати (відтворювати) обраний водієм напрям руху.

На перебіг процесу гальмування автомобіля істотний вплив має те, колеса якої осі (передньої чи задньої) схильні раніше блокуватись. Вважають, що рух автомобіля з передніми заблокованими колесами є менш небезпечним: хоча зміною напрямку руху керованих коліс не можна змінити напрям руху автомобіля загалом, все ж зберігається прогнозована прямолінійність його руху. У разі блокування задніх коліс рух стає нестійким: абияка бічна сила здатна спричинити занос автомобіля.

Для оцінки стійкості руху автомобіля необхідно знати, як зі зміною інтенсивності гальмування змінюються вертикальні навантаження на колесах.

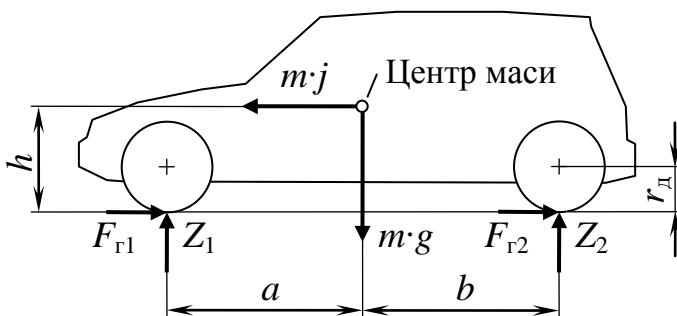


Рис. 1.1. Сили, що діють на автомобіль у разі гальмування:  $a, b, h$  — координати центру мас;  $r_d$  — динамічний радіус колеса

Вдамося до зображеної на рис. 1.1 схеми автомобіля. Автомобіль рухається горизонтальною дорогою зі сталим сповільненням  $j$ . В центрі маси прикладено сила ваги  $m \cdot g$  та сила інерції  $m \cdot j$ . Сила інерції повинна дорівнювати сумарній силі гальмування  $F_r$  всіх коліс автомобіля:

$$m \cdot j = F_{r1} + F_{r2} = F_r \quad (1.1)$$

( $F_{r1}$  та  $F_{r2}$  — сумарні гальмівні сили коліс передньої та задньої осей).

Відношення  $\gamma = F_r / (m \cdot g)$  сумарної сили гальмування до ваги автомобіля називають коефіцієнтом (показником) гальмування. У даному разі

$$\gamma = F_r / (m \cdot g) = j / g. \quad (1.2)$$

Отож, відповідно до (1.1) і (1.2)

$$m \cdot j = m \cdot g \cdot \gamma.$$

Результатом дії інерційного чинника є довантаження передніх і розвантаження задніх коліс автомобіля, отож вертикальні реакції опорної поверхні, що діють на колеса передньої осі  $Z_1$  та задньої осі  $Z_2$ , відповідно становлять [1]:

$$Z_1 = m \cdot g \cdot (b + \gamma h) / (a + b); \quad (1.3)$$

$$Z_2 = m \cdot g \cdot (b - \gamma h) / (a + b). \quad (1.4)$$

Сили гальмування  $F_{r1}$  і  $F_{r2}$  не можуть перевищити значень  $F_{\phi1}$  і  $F_{\phi2}$ , обумовлених зчепленням коліс з дорогою:  $F_{r1} \leq F_{\phi1}$  і  $F_{r2} \leq F_{\phi2}$ . Ці максимальні значення  $F_{\phi1}$  і  $F_{\phi2}$  сил гальмування  $F_{r1}$  і  $F_{r2}$  визначаються через вертикальні реакції  $Z_1$  та  $Z_2$  (див. (1.3) і (1.4)) і коефіцієнт  $\phi_k$  зчеплення кочення в контактні коліс з опорною поверхнею за формулами

$$F_{\phi1} = \phi_k \cdot Z_1 = \phi_k \cdot m \cdot g \cdot (b + \gamma h) / (a + b); \quad (1.5)$$

$$F_{\phi2} = \phi_k \cdot Z_2 = \phi_k \cdot m \cdot g \cdot (b - \gamma h) / (a + b). \quad (1.6)$$

Отож, можливі значення сил гальмування, з одного боку, залежать від сил, що приводять в дію гальма, а з іншого, — від стану дорожньої поверхні, координат центру мас, сповільнення автомобіля.

Взаємну відповідність між питомими силами гальмування на передніх  $f_1 = F_{r1} / (m \cdot g)$  та задніх  $f_2 = F_{r2} / (m \cdot g)$  колесах унаочнює рис. 1.2.

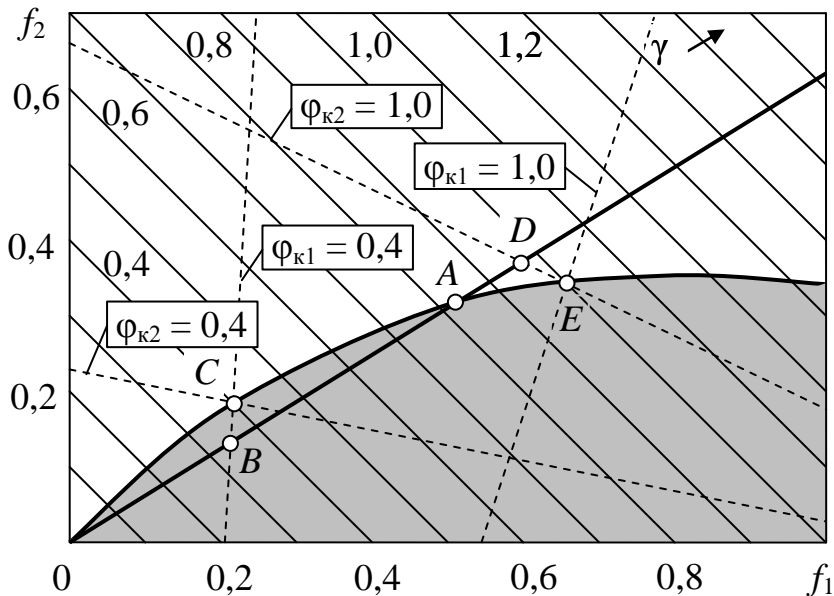


Рис. 1.2. Діаграма питомих сил гальмування

Сума питомих сил гальмування передніх і задніх коліс автомобіля дорівнює коефіцієнту гальмування  $\gamma$ :

$$\gamma = f_1 + f_2.$$

Похили (розташовані під кутом 45 град відносно осей ординат) прямі на рис. 1.2 відповідають сталим значенням відносного сповільнення автомобіля, яке у разі горизонтальної дороги збігається із коефіцієнтом гальмування  $\gamma$  (див. вираз (1.2)).

Вирази для сил гальмування передніх та задніх коліс за умови повного використання зчеплення можна отримати з рівнянь (1.5) та (1.6) при  $\varphi_k = \gamma$ :

$$F_{r1} = m \cdot g \cdot \gamma \cdot (b + \gamma \cdot h) / (a + b);$$

$$F_{r2} = m \cdot g \cdot \gamma \cdot (b - \gamma \cdot h) / (a + b),$$

а вирази для питомих сил гальмування, що забезпечують ідеальний розподіл сил гальмування між осями, мають вигляд

$$f_1 = \gamma \cdot (b + \gamma \cdot h) / (a + b); \quad (1.7)$$

$$f_2 = \gamma \cdot (b - \gamma \cdot h) / (a + b). \quad (1.8)$$

Системі залежностей (1.7) — (1.8) на рис. 1.2 відповідає крива лінія, якій належать, зокрема, точки  $(0; 0)$ ,  $A$ ,  $C$ ,  $E$ . Перебіг цієї кривої показує, що зі збільшенням коефіцієнта гальмування  $\gamma$  (сповільнення автомобіля  $j$ ) сила гальмування передніх коліс повинна наростати швидше, ніж сила гальмування задніх коліс. Ця лінія ділить поле графіку на область стійкого гальмування (нижче від згадуваної лінії) — з випереджувальним блокуванням передніх коліс — і область нестійкого гальмування (вище від цієї лінії) — з випереджувальним блокуванням задніх коліс.

За відсутності в гальмовій системі спеціального регулятора відношення

$$K = F_{r1} / F_{r2} \quad (1.9)$$

створюваних гальмами сил гальмування на передніх та задніх колесах автомобіля є сталим (залежним, щоправда, від конструкції і розмірів гальм). Це відношення називають коефіцієнтом розподілу (розосередження) гальмівних сил. На рис. 1.2 рівність (1.9) відображена відрізком прямої, що виходить з початку координат.

Отже ідеальний розподіл сил гальмування в даному разі можливий тільки для одного значення коефіцієнта гальмування, відповідного точці  $A$  перетину власне цієї прямої незмінного розподілу сил гальмування з кривою ідеального їх розподілу.

Аналізувати стійкість гальмування автомобіля можна також за допомогою рис. 1.3, на якому відображено залежності

$$\varphi_1 = F_{r1}/Z_1 = K \cdot \gamma \cdot (a + b) / (K + 1) / (b + \gamma \cdot h), \quad (1.10)$$

$$\varphi_2 = F_{r2}/Z_2 = K \cdot \gamma \cdot (a + b) / (K + 1) / (a - \gamma \cdot h) \quad (1.11)$$

реалізованих коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_1$  передніх та  $\varphi_2$  задніх коліс від коефіцієнта гальмування  $\gamma$ . Випереджувальним буде блокування коліс тієї осі, яка для даного коефіцієнта гальмування має більше значення реалізованого коефіцієнта зчеплення (відносної зчіпної сили). З огляду на сталі значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил  $K$ , вирази (1.10) і (1.11) стосуються автомобіля без регулятора гальмівних сил.

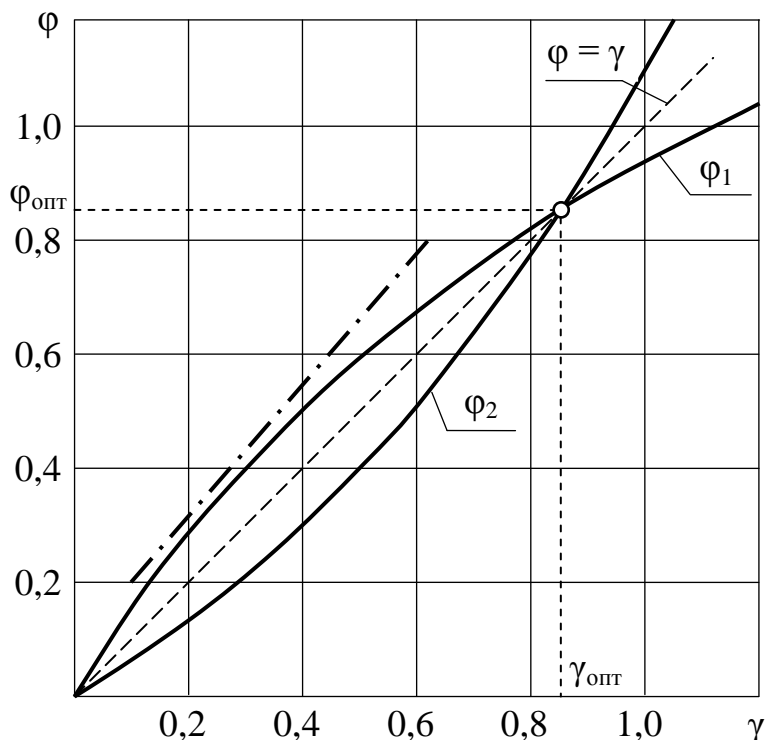


Рис. 1.3. Реалізовані коефіцієнти зчеплення передніх  $\varphi_1$  і задніх  $\varphi_2$  коліс у функції коефіцієнта гальмування  $\gamma$ .

Лінія  $-\cdot-\cdot-$  відображає умову (2.1), про яку йтиметься згодом

Досконалість гальмової системи можна оцінити за допомогою коефіцієнта використання зчеплення  $\zeta$  — відношення коефіцієнта гальмування  $\gamma$  до коефіцієнта зчеплення кочення  $\varphi_k$

$$\zeta = \gamma / \varphi_k .$$



Залежність граничного значення коефіцієнта використання зчеплення від коефіцієнта зчеплення кочення в загальному випадку має дві цілком різні ділянки, кожній з яких відповідає втрата зчеплення коліс якоїсь однієї з осей. В інтервалі значень коефіцієнта гальмування, в якому чинним є обмеження зчеплення передніх коліс (для менших значень коефіцієнта зчеплення кочення), залежність коефіцієнта гальмування від коефіцієнта зчеплення кочення має вигляд

$$\gamma \leq \varphi_k \cdot b / [K \cdot (a + b) / (K + 1) - \varphi_k \cdot h], \quad (1.12)$$

натомість в інтервалі, в якому чинним є обмеження зчеплення задніх коліс,

$$\gamma \leq \varphi_k \cdot a / [K \cdot (a + b) / (K + 1) + \varphi_k \cdot h]. \quad (1.13)$$

Отже відповідно до (1.12), (1.13) коефіцієнт використання зчеплення в інтервалі, в якому діє обмеження на зчеплення передніх коліс, становить

$$\zeta \leq b / [K \cdot (a + b) / (K + 1) - \varphi_k \cdot h], \quad (1.14)$$

а в інтервалі, в якому діє обмеження на зчеплення задніх коліс —

$$\zeta \leq a / [K \cdot (a + b) / (K + 1) + \varphi_k \cdot h]. \quad (1.15)$$

Приклад графічного відображення множин допустимих відповідно до (1.14), (1.15) значень величини  $\zeta$  на множині можливих значень  $\varphi_k$  для декількох значень незмінного коефіцієнта розподілу гальмівних сил  $K$  подано на рис. 1.4.

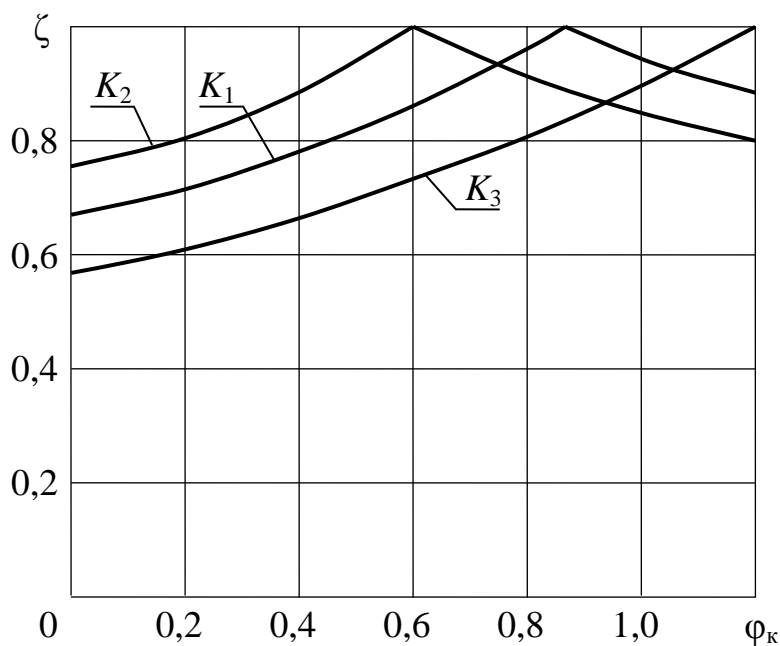


Рис. 1.4. Коефіцієнт використання зчеплення  $\zeta$  як функція від коефіцієнта зчеплення кочення  $\varphi_k$  ( $K_2 < K_1 < K_3$ )

З рис. 1.4, зокрема, випливає, що зі збільшенням коефіцієнта розподілу гальмівних сил  $K$  погіршується використання ефекту зчеплення, а відтак спадає ефективність гальмування автомобіля за низьких значень коефіцієнта зчеплення  $\varphi_k$ .

У разі незмінного  $K$  характеристика дійсного розподілу гальмівних сил (пряма лінія) суттєво відхиляється від ідеальної характеристики (див. рис. 1.2), отож одночасне дотримання вимог стійкості та ефективності гальмування є важко досяжним чи й цілком неможливим. Аби дійсний розподіл хоч якось наблизити до ідеального, гальмову систему доповнюють регулятором гальмівних сил. Автомобілю з простим регулятором на графіку питомих сил гальмування (рис. 1.5) вже відповідатиме якась ламана пряма лінія 3, що краще припасовується до ідеальної характеристики 1, аніж примітивна первісна прямолінійна характеристика 2. Від певного значення сповільнення (точка А чи В) регулятор гальмівних сил починає обмежувати наростання гальмівних сил задніх коліс, забезпечуючи у такий спосіб меншу ймовірність їх блокування. Регулятор гальмівних сил обмежує гальмівні сили залежно від тиску рідини (повітря) в системі і навантаження на задню вісь.

Описана щойно характеристика забезпечується регулятором гальмівних сил з пропорційним клапаном (рис. 1.6).

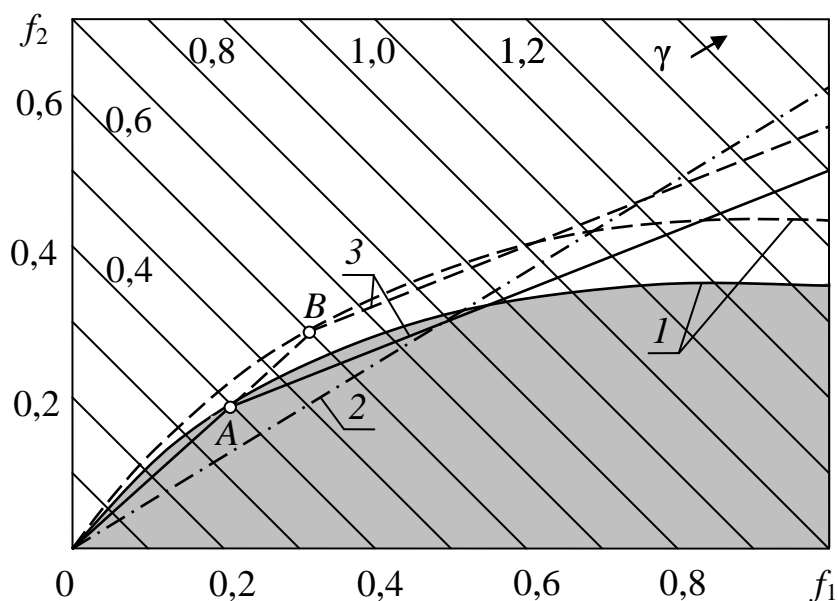


Рис. 1.5. Діаграма питомих сил гальмування:

1 — ідеальний розподіл сил гальмування для автомобіля зі спорядженою (суцільна лінія) та повною (пунктир лінія) масою; 2 — сталий розподіл сил гальмування; 3 — розподіл сил гальмування, втілюваний регулятором гальмівних сил; А, В — точки зламу характеристики для автомобіля відповідно зі спорядженою та повною масами

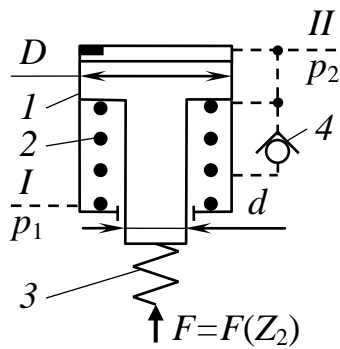


Рис. 1.6. Схема гідравлічного регулятора гальмівних сил з пропорційним клапаном:  
 I — вивід до головного гальмового циліндра;  
 II — вивід до робочих циліндрів гальм задньої осі; 1 — диференціальний поршень;  
 2, 3 — пружини; 4 — зворотний клапан;  
 $p$  — тиск робочої рідини

В початковому положенні диференціального поршня 1 виводи I, II з'єднані, тож  $p_1 = p_2$ . На диференціальний поршень 1 діють: пружина 2 зі сталою силою, пружина 3 з силою, пропорційною навантаженню на вісь, тиск рідини знизу з силою  $p_1 \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)/4$  та тиск рідини зверху з силою  $p_2 \cdot \pi \cdot D^2/4$ . В певну мить ці сили врівноважуються, диференціальний поршень 1 дещо опускається і роз'єднує виводи I, II (точка A на рис. 1.4). Після цього моменту  $p > p_2$ . Завдяки зв'язку регулятора гальмівних сил з підвіскою (пружина 3) точка зламу його характеристики може пересуватись у бік вищих значень сповільнення у разі збільшення навантаження на задні колеса (точка B на рис. 1.4).

## 2. ВИМОГИ ДО РОБОЧОЇ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ

Вимоги до гальмових систем окреслені в приписах Правила № 13 Європейської Економічної Комісії (ЄЕК) ООН [2] та в стандарті ДСТУ 3649—97 [3] і сукупно стосуються ефективності процесу гальмування, стійкості руху автомобіля у разі гальмування, надійності гальмового керування.

Для автомобілів, скажімо, категорії  $M_1$  (пасажирські з кількістю місць для сидіння не більше 8) Правило № 13 ЄЕК ООН, зокрема, вимагає, щоби максимальне сповільнення в процесі гальмування робочою гальмовою системою не було меншим за  $5,8 \text{ м/с}^2$  (ДСТУ 3649—97 висуває рівень  $7 \text{ м/с}^2$ ), а запасної —  $2,9 \text{ м/с}^2$  (коли функції запасної гальмової системи виконує один з контурів двоконтурної робочої гальмової системи, ця вимога стосується кожного з контурів). Стоянкова гальмова система повинна забезпечувати утримання повністю завантаженого автомобіля на дорозі з позовжнім схилом не меншим 18 %. Регламентована ефективність гальмування повинна досягатись при зусиллі на органі керування: ручному — не більше 400 Н і ніжному (з приводом від ноги) — не більше 500 Н.

Стосовно автомобілів без протиблокувальних пристроїв приписи (Правило № 13 ЄЕК) вимагають, щоби в деякому заданому інтервалі значень коефіцієнта гальмування  $\gamma$  блокування задніх коліс не наставало раніше за блокування передніх коліс (див. рис. 1.3). Щодо стійкості гальмування Правило № 13 ЄЕК формулює свої вимоги так: для значень реалізованих коефіцієнтів зчеплення  $\varphi$  з інтервалу  $0,2 \dots 0,8$  коефіцієнт гальмування  $\gamma$  повинен задовольняти умову

$$\gamma \geq 0,1 + 0,85(\varphi - 0,2). \quad (2.1)$$

На рис. 1.3 границя умови-нерівності (2.1) відображена штрих-пунктирною прямою.

Умова випереджувального блокування передніх коліс виконується, якщо крива значень реалізованого коефіцієнта зчеплення передніх коліс  $\varphi_1$  перебігає вище від кривої значень реалізованого коефіцієнта зчеплення задніх коліс  $\varphi_2$ :  $\varphi_1 > \varphi_2$  (див. рис. 1.3: інтервал ( $\varphi < \varphi_{\text{опт}}$ ;  $\gamma < \gamma_{\text{опт}}$ )). Для автомобілів категорії  $M_1$ , зокрема, ця умова повинна справджуватись в інтервалі значень коефіцієнта гальмування

$$\gamma = 0,15 \dots 0,80. \quad (2.2)$$

Прийнятним є й обернене розташування кривих реалізованих коефіцієнтів зчеплення в інтервалі значень коефіцієнта гальмування  $\gamma = 0,3 \dots 0,45$ , коли ординати кривої реалізованих значень коефіцієнта зчеплення задніх коліс  $\varphi_2$  не перевищують ординати лінії  $\varphi = \gamma$  більше як на 0,05.

Керуючись вимогою  $\varphi_1 > \varphi_2$  за умови (2.2), доведеться вимагати, щоби лінія незмінного розподілу гальмівних сил (пряма на рис. 1.2) перетинала лінію ідеального розподілу гальмівних сил вище від прямої сталого значення коефіцієнта гальмування, рівного 0,8 (в деякій точці  $A$  на рис. 1.2). Підібраний у такий спосіб сталий розподіл гальмівних сил забезпечує стійке гальмування, однак зчеплення задніх коліс у повній мірі не використовується, особливо в інтервалі низьких значень  $\gamma$  у разі гальмування на слизькій поверхні. Наприклад, за сталого значення коефіцієнта зчеплення кочення  $\varphi_k$ , рівного 0,4, настає випереджувальне блокування передніх коліс в точці  $B$ . Залежність реалізованого коефіцієнта зчеплення цих коліс від сповільнення ( $\gamma = j/g$ ) представляє пунктирна лінія  $\varphi_{k1} = 0,4$ . У разі збільшення зусилля на педалі сила гальмування задніх коліс зростатиме аж до миті їх блокування, натомість сила гальмування передніх коліс обмежена зчепленням і може збільшитись тільки зі збільшенням  $Z_1$  унаслідок динамічного довантаження. Ця фаза гальмування відображена відрізком  $BC$  на рис. 1.2.

Гальмування ж на дуже шорсткій поверхні з коефіцієнтом зчеплення кочення  $\varphi_k$ , рівним 1,0, спричинює випереджувальне блокування задніх коліс в точці  $D$  перетину лінії сталого розподілу гальмівних сил з лінією реалізованого коефіцієнта зчеплення цих коліс — пунктирна лінія  $\varphi_{k2} = 1,0$ . У разі збільшення зусилля на педалі при заблокованих задніх колесах сповільнення буде зростати за рахунок збільшення сили гальмування передніх коліс, натомість сила гальмування задніх коліс буде зменшуватись унаслідок динамічного розвантаження (зменшення  $Z_2$ ). Ця фаза гальмування відображена відрізком  $DE$  на рис. 1.2.

Значення коефіцієнта гальмування з інтервалу (2.2) можуть бути підставою для добору коефіцієнта розподілу гальмівних сил  $K$ , при якому досягається випереджувальне блокування передніх коліс:  $K \geq Z_1/Z_2$ , при  $\gamma = 0,8$ .

Використовуючи рівняння (1.3) і (1.4), отримуємо співвідношення

$$K \geq (b + 0,8h)/(b - 0,8h).$$

Занадто велике значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил зменшує використання зчеплення і погіршує ефективність гальмування. Цьому запобігає умова (2.1) (див. також рис. 1.3).

Аби покращити використання зчеплення в робочій гальмовій системі застосовують регулятори гальмівних сил.

У разі застосування протиблокувальної системи Правило № 13 ЄЕК вимагає перевірки коефіцієнта використання зчеплення  $\zeta$  при гальмуванні на слизькій поверхні з коефіцієнтом зчеплення кочення  $\varphi_k \leq 0,3$  і шорсткій з коефіцієнтом зчеплення кочення  $\varphi_k = 0,8$ . В обидвох випадках коефіцієнт використання зчеплення не повинен бути меншим від 0,75.

### 3. ЗАГАЛЬНА БУДОВА РОБОЧОЇ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ

Кожна гальмова система складається з гальмових механізмів і гальмового приводу — пристрою, що приводить в дію гальмові механізми.

#### 3.1. Гальмові механізми

Найширшого застосування набули барабанні й дискові фрикційні гальмові механізми [4]. Гальмовий момент в таких механізмах створюється внаслідок тертя між гальмовим диском чи барабаном, що обертається разом з колесом, і гальмовими колодками при взаємному їх притисканні. Схеми основних типів гальм показані на рис. 3.1.

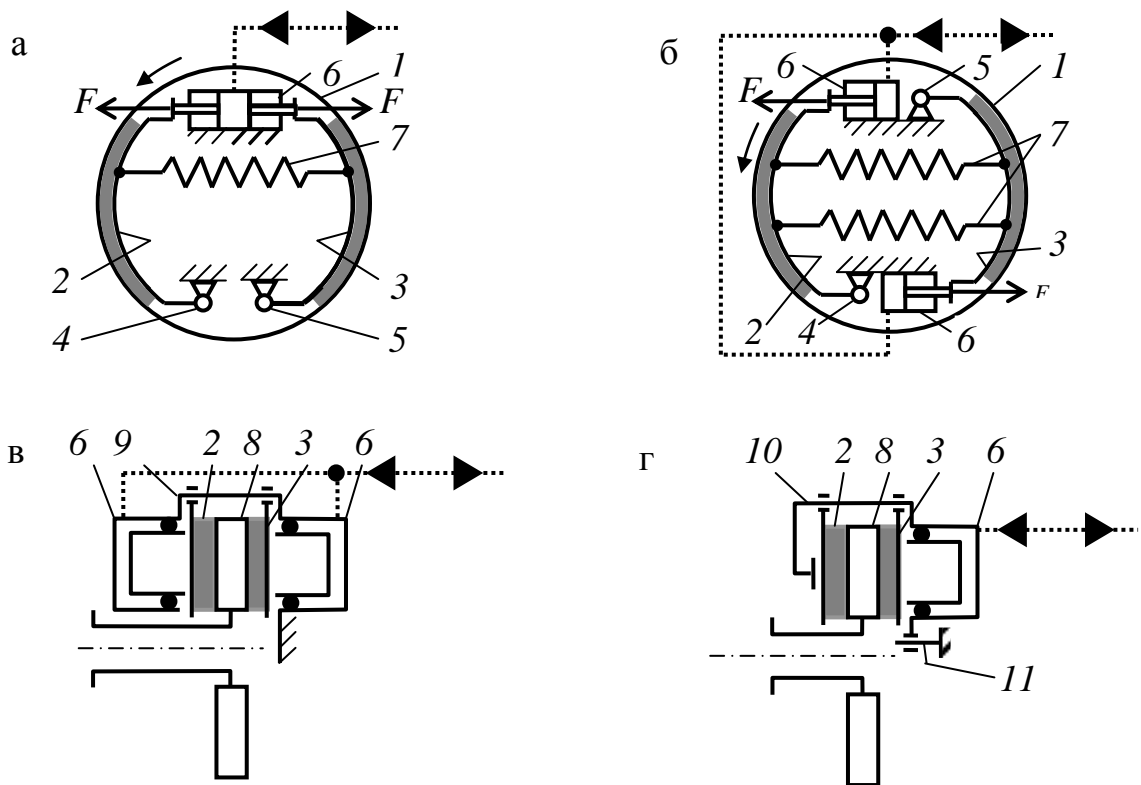


Рис. 3.1. Схеми барабанних (а, б,) і дискових (в, г) гальмових механізмів:

1 — гальмовий барабан; 2, 3 — гальмові колодки; 4, 5 — опори гальмових колодок;  
б — робочий циліндр; 7 — стяжна пружина; 8 — гальмовий диск; 9 — нерухома скоба;  
10 — пересувна скоба; 11 — напрямна скоби

Відмінність в конструкції та роботі барабанних гальм, схеми яких наведено на рис. 3.1а та 3.1б, в основному зумовлена розміщенням опор колодок та характером привідних сил. Гальмовий барабан 1 кріпиться до маточини колеса, а гальмові колодки 2, 3 встановлені на опорах 4, 5, закріплених на нерухомому супорті. Гальмові механізми приводяться в дію робочими циліндрами б.

Гальмовий механізм, схема якого наведена на рис. 3.1а, має рівні привідні сили  $F$  та нерознесені опори 4, 5 колодок 2, 3. Для вказаного напрямку обертання барабана 1 колодка 2 окрім сили  $F$  додатково притискається до барабана гальмовим моментом, натомість колодка 3 — відтискається. Колодка 2 називається співбіжною, а колодка 3 — протибіжною. Співбіжна колодка створює більший гальмовий ефект ніж протибіжна. В процесі руху автомобіля заднім ходом гальмівна ефективність не змінюється, бо колодка 2 стає протибіжною, а колодка 3 — співбіжною.

Гальмовий механізм з рівними привідними силами  $F$  та рознесеними опорами 4, 5 колодок 2, 3 (рис. 3.1б) має дві співбіжні колодки для вказаного напрямку обертання колеса й більшу ефективність. В процесі руху автомобіля заднім ходом обидві гальмові колодки стають протибіжними і ефективність гальма знижується.

Дискові гальмові механізми у порівнянні з барабанними мають менші масу й габарити, їм властиві кращі стабільність і теплорозвіювальну здатність, їх будова зумовлює легку та швидку заміну гальмових колодок. В дисковому гальмі з нерухомою скобою 9 (рис. 3.1в) встановлені робочі циліндри 6 з обох боків гальмового диска, натомість в схемі з пересувною скобою 10 (рис. 3.1г) розміщення робочого циліндра 6 — одностороннє.

Розрахункова схема найпоширенішого автомобільного дискового гальма наведена на рис. 3.2.

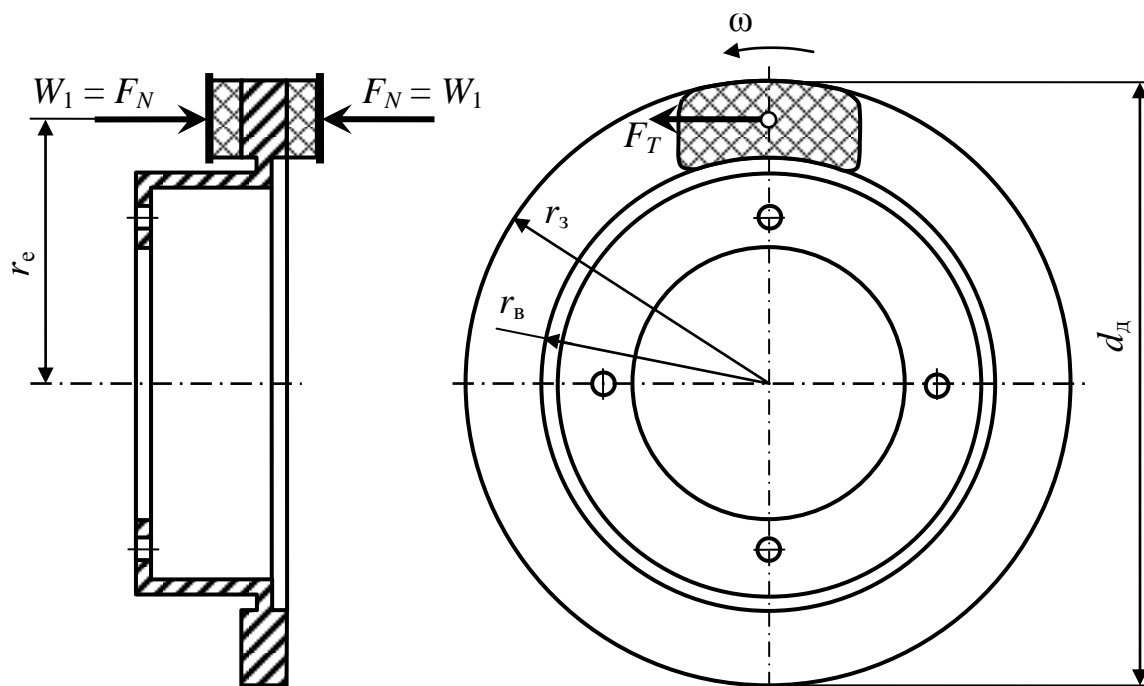


Рис. 3.2. Розрахункова схема дискового гальма

Ефективний радіус (радіус прикладання рівнодійної сил тертя  $F_T$ ) визначається за формулою [5]

$$R_e = 2/3 \cdot (r_3^3 - r_b^3) / (r_3^2 - r_b^2).$$

Момент тертя дискового гальма з двома колодками становить

$$T_{r1} = 2 \cdot r_e \cdot \mu \cdot F_N, \tag{3.1}$$

де  $\mu$  — коефіцієнт тертя між накладкою і поверхнею гальмового диска.

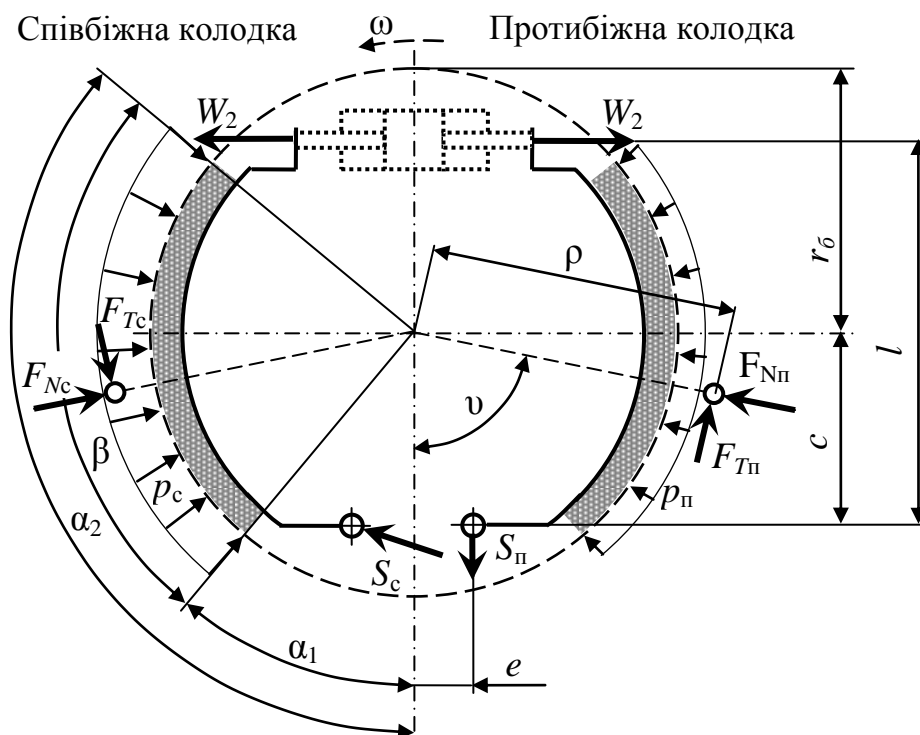


Рис. 3.3. Розрахункова схема барабанного гальма

На рис. 3.3 для прикладу наведено розрахункову схему барабанного гальма з рівними привідними силами та нерознесеними опорами колодок. Ширину накладки позначатимемо через  $b$ , а коефіцієнт тертя між накладкою і поверхнею барабана — через  $\mu$ .

У разі притискання колодки до барабана на її поверхні з'являються елементарні нормальні сили  $dF_N$ , які спричинюють елементарні сили тертя  $dF_T$ , дотичні до поверхні накладки. Вважаємо, що розподіл  $dF_N$  вздовж накладки є рівномірним, отож лінія дії рівнодійної  $F_N$  збігається з віссю симетрії накладки. З сумування елементарних сил тертя  $dF_T$ , розміщених рівномірно вздовж накладки, випливає, що точка прикладання їх рівнодійної  $F_T$  знаходиться на відстані  $\rho$  від центру барабана, більшій від радіуса барабана  $r_b$ . Величину  $\rho$  можна



визначити з порівняння моменту тертя колодки  $T$ , отриманого інтегруванням елементарних сил тертя, з моментом від рівнодійної  $F_N$ . Елементарна нормальна сила, що діє на елементарну довжину накладки  $r_6 \cdot d\alpha$ , становить  $dF_N = p \cdot b \cdot r_6 \cdot d\alpha$ , де  $p$  — тиск між накладкою і барабаном. Тож елементарна сила тертя вносить  $dF_T = \mu \cdot dF_N = \mu \cdot p \cdot b \cdot r_6 \cdot d\alpha$ , а елементарний момент тертя —

$$dT = r_6 \cdot dF_T = \mu \cdot p \cdot b \cdot r_6^2 \cdot d\alpha.$$

Інтегрування дає повний момент тертя

$$T = \mu \cdot p \cdot b \cdot r_6^2 \cdot \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\alpha = \mu \cdot p \cdot b \cdot r_6^2 \cdot (\alpha_2 - \alpha_1) = \mu \cdot p \cdot b \cdot r_6^2 \cdot \beta. \quad (3.2)$$

Розкладемо нормальні елементарні сили на складові

$$dF_{Nx} = dF_N \cdot \sin\alpha = p \cdot b \cdot r_6 \cdot \sin\alpha \cdot d\alpha; \quad dF_{Ny} = dF_N \cdot \cos\alpha = p \cdot b \cdot r_6 \cdot \cos\alpha \cdot d\alpha.$$

Інтегрування веде до співвідношень

$$F_{Nx} = p \cdot b \cdot r_6 \cdot \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin\alpha \, d\alpha = p \cdot b \cdot r_6 \cdot (\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2);$$

$$F_{Ny} = p \cdot b \cdot r_6 \cdot \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \cos\alpha \, d\alpha = p \cdot b \cdot r_6 \cdot (\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1).$$

Результат векторного додавання має вигляд

$$F_N = (F_{Nx}^2 + F_{Ny}^2)^{0.5} = 2 \cdot p \cdot b \cdot r_6 \cdot \sin[(\alpha_2 - \alpha_1)/2] = 2 \cdot p \cdot b \cdot r_6 \cdot \sin(\beta/2).$$

Сила тертя  $F_T = \mu \cdot F_N$  діє на плечі  $\rho$ , отож момент тертя становить

$$T = \rho \cdot \mu \cdot F_N = 2 \cdot \rho \cdot \mu \cdot p \cdot b \cdot r_6 \cdot \sin(\beta/2). \quad (3.3)$$

Порівнюючи вирази (3.2) і (3.3), знайдемо:  $\rho = r_6 \cdot (\beta/2) / \sin(\beta/2)$ .

Рівнодійні елементарних нормальних сил для колодок — співбіжної (індекс с) і протибіжної (індекс п) — можна визначити з рівнянь моментів відносно осей повертання цих колодок (див. рис.3.3). Отож, для співбіжної колодки

$$W_2 \cdot l - F_{Nc} \cdot (c \cdot \sin\nu - e \cdot \cos\nu) + \mu \cdot F_{Nc} \cdot (\rho - c \cdot \cos\nu - e \cdot \sin\nu) = 0,$$

звідки

$$F_{Nc} = W_2 \cdot l / [(c \cdot \sin\nu - e \cdot \cos\nu) - \mu \cdot (\rho - c \cdot \cos\nu - e \cdot \sin\nu)].$$

Подібно, для протибіжної колодки:

$$- W_2 \cdot l + F_{Nп} \cdot (c \cdot \sin\nu - e \cdot \cos\nu) + \mu \cdot F_{Nп} \cdot (\rho - c \cdot \cos\nu - e \cdot \sin\nu) = 0;$$

$$F_{Nп} = W_2 \cdot l / [(c \cdot \sin\nu - e \cdot \cos\nu) + \mu \cdot (\rho - c \cdot \cos\nu - e \cdot \sin\nu)].$$

Вирази для моментів тертя співбіжної  $T_c$  та протибіжної  $T_{\pi}$  колодок мають вигляд

$$T_c = \rho \cdot \mu \cdot F_{Nc} = \rho \cdot \mu \cdot l \cdot W_2 / [c \cdot \sin \nu - (e \cdot \cos \nu) - \mu \cdot (\rho - c \cdot \cos \nu - e \cdot \sin \nu)]; \quad (3.4)$$

$$T_{\pi} = \rho \cdot \mu \cdot F_{N\pi} = \rho \cdot \mu \cdot l \cdot W_2 / [(c \cdot \sin \nu - e \cdot \cos \nu) + \mu \cdot (\rho - c \cdot \cos \nu - e \cdot \sin \nu)]. \quad (3.5)$$

Здебільшого  $\nu = 90^\circ$ , отож вирази (3.4) і (3.5) зводяться до вигляду

$$T_c = \rho \cdot \mu \cdot l \cdot W_2 / [c - \mu \cdot (\rho - e)]; \quad (3.6)$$

$$T_{\pi} = \rho \cdot \mu \cdot l \cdot W_2 / [c + \mu \cdot (\rho - e)]. \quad (3.7)$$

Порівнюючи відповідно вирази (3.4) і (3.5) з виразом (3.2), можна визначити тиски на поверхнях накладок співбіжної  $p_c$  та протибіжної  $p_{\pi}$  колодок:

$$p_c = \rho \cdot l \cdot W_2 / (b \cdot r_6^2 \cdot \beta) / [c \cdot \sin \nu - (e \cdot \cos \nu) - \mu \cdot (\rho - c \cdot \cos \nu - e \cdot \sin \nu)];$$

$$p_{\pi} = \rho \cdot l \cdot W_2 / (b \cdot r_6^2 \cdot \beta) / [c \cdot \sin \nu - (e \cdot \cos \nu) + \mu \cdot (\rho - c \cdot \cos \nu - e \cdot \sin \nu)];$$

У разі  $\nu = 90^\circ$

$$p_c = \rho \cdot l \cdot W_2 / (b \cdot r_6^2 \cdot \beta) / [c - \mu \cdot (\rho - e)];$$

$$p_{\pi} = \rho \cdot l \cdot W_2 / (b \cdot r_6^2 \cdot \beta) / [c + \mu \cdot (\rho - e)].$$

### 3.2. Гідравлічний привід гальм

На всіх легкових автомобілях застосовують гідравлічний привід робочої гальмової системи (РГС). Основними перевагами гідроприводу є:

1) висока швидкодія, завдяки суттєвій жорсткості гідросистеми через майже непомітну стискуваність робочої рідини у поєднанні з герметичністю гідроагрегатів;

2) малі маса і габарити завдяки високому тиску робочої рідини;

3) високий рівень корисної дії (велике значення ККД), надійності і довговічності.

На вимогу стандартів гальмовий привід РГС повинен бути двоконтурним: при виході з ладу одного контуру забезпечується можливість гальмування справним контуром, хоча й з меншою ефективністю (рис. 3.4).

Два незалежні контури, передній та задній, створені подвійним головним гальмовим циліндром 1. Для зниження зусилля на педалі і підвищення ефективності дії РГС застосовують вакуумний підсилювач 2, а для покращення стійкості руху регулятор гальмівних сил 3. В схемах рис. 3.4в, г гальма передніх коліс повинні мати подвійну кількість робочих циліндрів 4.

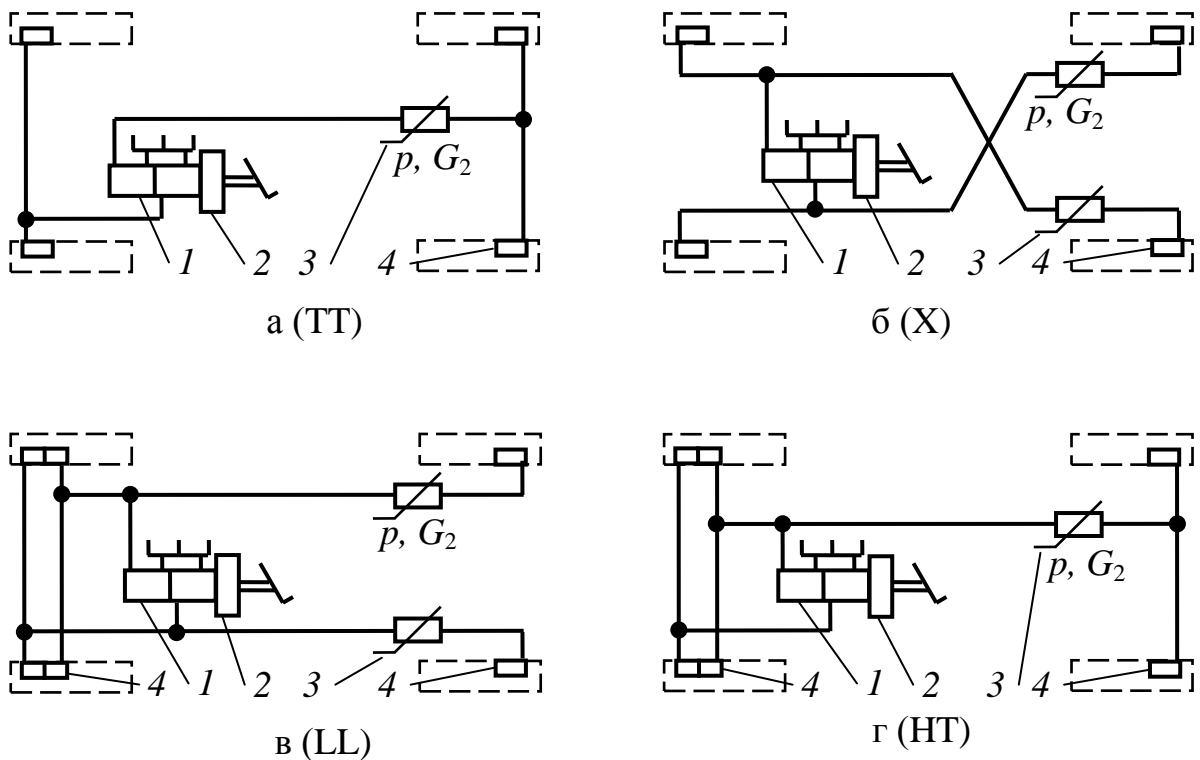


Рис. 3.4. Схеми гідроприводів РГС легкових автомобілів:  
 1 — подвійний головний гальмовий циліндр; 2 — вакуумний підсилювач;  
 3 — регулятор гальмових сил; 4 — робочий циліндр гальма;  
 ТТ, Х, LL, НТ — позначення типів приводів

Розрахункова схема гальмового гідроприводу зображена на рис. 3.5 (дискові гальма передніх коліс і барабанні гальма задніх коліс). При зусиллі на педалі  $F_{\text{п}}$  сила, що діє на поршень головного гальмового циліндра  $F_{\text{гц}}$  та тиск гальмової рідини  $p_{\text{гц}}$  пов'язані співвідношеннями

$$F_{\text{гц}} = F_{\text{п}} \cdot u_{\text{п}}, \quad (3.8)$$

$$p_{\text{гц}} = 4 \cdot F_{\text{гц}} / \pi / d_{\text{гц}}^2 = 4 \cdot F_{\text{п}} \cdot u_{\text{п}} / \pi / d_{\text{гц}}^2, \quad (3.9)$$

де  $u_{\text{п}}$  — передатне відношення важеля педалі.

Зусилля робочих циліндрів дискових гальм передніх коліс  $W_1$  і барабанних гальм задніх коліс  $W_2$ :

$$W_1 = \pi \cdot d_1^2 \cdot p_{\text{гц}} / 4; \quad (3.10)$$

$$W_2 = \pi \cdot d_2^2 \cdot p_{\text{гц}} / 4. \quad (3.11)$$

Вирази (3.8) — (3.11) дозволяють добрати такі діаметри робочих та головного гальмового циліндрів, аби при допустимому зусиллі на педалі  $F_{\text{п доп}}$  створити необхідні моменти гальмування (див. вирази (3.1), (3.6), (3.7)).

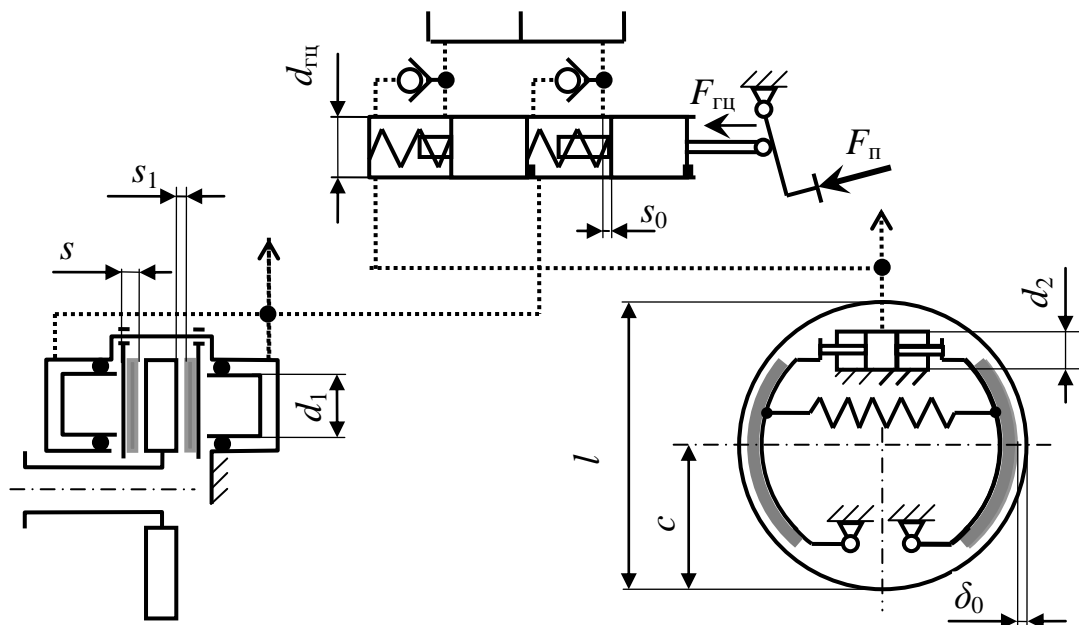


Рис. 3.5. Схема гідравлічного приводу гальм

Хід педалі приводу в дію гальм визначають за кількістю гальмової рідини, яку належить перемістити, аби привести в дію гальма. Як впливає з рис. 3.5, до одного дискового гальма треба допровадити об'єм рідини

$$V_1 = 2 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot s_1 / 4 + \Delta V_1, \quad (3.12)$$

де  $s_1$  — зазор між гальмовим диском і накладкою ( $s_1 = 0,1 \dots 0,2$  мм);  $\Delta V_1$  — додаткова витрата гальмової рідини, зумовлена деформацією накладок, стисканням гальмової рідини та пружністю скоби; вона пропорційна тиску гальмової рідини  $p_{гц}$  та діаметру робочого циліндра  $d_1$ :

$$\Delta V_1 = k \cdot V_{01} \cdot d_1 \cdot p_{гц}, \quad (3.13)$$

де  $k$  — коефіцієнт пропорційності ( $k = 0,0004 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^{-1} \cdot \text{Па}^{-1}$ );  $V_{01}$  — об'єм гальмової рідини всередині робочого циліндра, що зростає зі спрацюванням накладок (для накладки зі зносом  $\Delta s$  —  $V_{01} = \pi \cdot d_1^2 \cdot \Delta s / 4$ ).

З урахуванням (3.13) вираз (3.12) набуває вигляду

$$V_1 = \pi \cdot d_1^2 \cdot (2 \cdot s_1 + k \cdot \Delta s \cdot d_1 \cdot p_{гц}) / 4.$$

У разі барабанних гальм хід колодки  $\delta$  визначають на осі її симетрії, розрізняючи такі його складові: хід  $\delta_0$ , відповідний конструктивному зазору; хід  $\delta_3$ , відповідний зносові накладки; хід  $\delta_s$ , відповідний пружній деформації (накладки  $\delta_{s1}$ , колодки  $\delta_{s2}$  і барабана  $\delta_{s3}$ ). Таким чином,

$$\delta = \delta_0 + \delta_3 + \delta_{s1} + \delta_{s2} + \delta_{s3}.$$

Складові останнього виразу можуть набувати таких значень:

- конструктивний зазор  $\delta_0 = 0,2 \dots 0,6$  мм;
- допустимий знос накладки  $\delta_3 = 0,4 \dots 0,6$  мм (у разі автоматичного регулювання зазору  $\delta_3 = 0$ );
- пружна деформація накладки  $\delta_{s1} = 0,01 \dots 0,07$  мм;
- пружна деформація колодки  $\delta_{s2} = 0,12 \dots 0,30$  мм;
- пружна деформація барабана  $\delta_{s3} = (0,0015 \dots 0,003) \cdot d_6$ .

Оскільки всі ці величини віднесені до осі симетрії колодки, то хід поршня робочого циліндра, як впливає з рис. 3.5, визначається за формулою  $s_2 = \delta \cdot l / c$ .

Об'єм рідини, який треба допровадити до одного барабанного гальма, становить  $V_2 = 2 \cdot \pi \cdot d_2^2 \cdot s_2 / 4$ . Сумарна витрата робочої рідини для приводу всіх гальм:  $V_r = 2 \cdot V_1 + 2 \cdot V_2$ . Додаткова витрата рідини, зумовлена розширенням трубопроводів під тиском, визначається за формулою  $\Delta V_r = (k_{Vj} \cdot l_j + k_{Ve} \cdot l_e) \cdot p_{гц}$ , де  $k_V$  та  $l$  — відповідно коефіцієнт пропорційності і довжина трубопроводу: жорсткого (індекс ж) та еластичного (індекс е). Для жорсткого трубопроводу (внутрішній діаметр 4,75 мм і товщина стінки 0,7 мм)  $k_{Vj} = 5,5 \cdot 10^{-10}$  м<sup>2</sup>/МПа, а для еластичного — (внутрішній діаметр 3,2 мм)  $k_{Ve} = 4,4 \cdot 10^{-8}$  м<sup>2</sup>/МПа.

Подача головного гальмового циліндра повинна становити  $V_{гц} = V_r + \Delta V_r$ , а робочий хід —  $s_{гц} = 4 \cdot V_{гц} / \pi \cdot d_{гц}^2$ . Хід гальмової педалі дорівнює  $s_{п} = u_{п} \cdot (s_{гц} + s_0)$ , де  $s_0$  — марний хід головного гальмового циліндра ( $s_0 = 1,5 \dots 2,5$  мм).

Практично всі сучасні автомобілі з гідравлічним приводом гальм обладнані підсилювачами, які дозволяють зменшити ступінь використання мускульної сили водія. Робота вакуумного підсилювача (рис. 3.6) ґрунтується на використанні енергії вакууму у впускному трубопроводі двигунів з іскровим запаленням. У разі дизелів застосовують вакуумні насоси з приводом від двигуна.

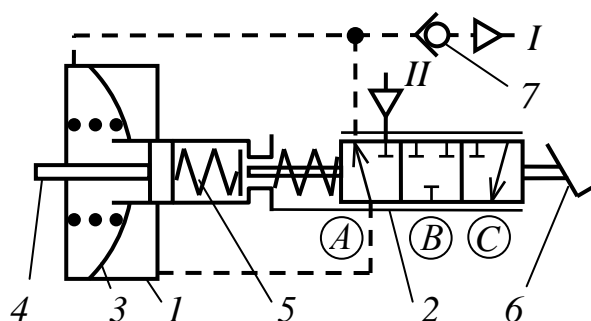


Рис. 3.6. Схеми вакуумного підсилювача:

- I* — вивід до впускного колектора двигуна; *II* — вивід атмосферний;
- 1* — вакуумна камера; *2* — клапан керування; *3* — мембрана; *4* — шток головного гальмового циліндра; *5* — реактивна пружина; *6* — педаль;
- 7* — зворотний клапан

Вакуумний підсилювач об'єднують в один агрегат з головним гальмовим циліндром.

За відсутності зусилля на педалі 6 клапан керування 2 перебуває в стані *A* і обидві порожнини вакуумної камери 1 з'єднані з джерелом вакууму (вивід *I*).

Натисканням на педаль 6 клапан керування 2 переводиться в стан *C*, при якому права порожнина вакуумної камери 1 з'єднується з атмосферним виводом *II*. Завдяки різниці тисків на мембрані 3 виникає зусилля, яке разом з силою на педалі 6 діє через реактивну пружину 5 на шток 4.

За сталого зусилля на педалі завдяки реактивній пружині 5 клапан керування 2 переходить у стан *B*, підтримуючи різницю тисків у вакуумній камері 1 сталою і пропорційною зусиллю на педалі.

Після відпускання педалі клапан керування 2 переходить у стан *A*, а шток 4 і мембрана 3 повертаються у вихідне положення.

В разі зупинки двигуна зворотний клапан 7 зберігає вакуум у вакуумній камері 1, що дозволяє здійснити одне-два підсилені гальмування.

Підсилювачі збільшують зусилля на штоку головного гальмового циліндра у 2...4 рази. Підсилення не може бути занадто велике, аби у разі бездіяльності підсилювача водій все-таки мав можливість ефективно гальмувати.

### 3.3. Загальна оцінка гідроприводу гальм

Максимальний хід гальмової педалі не повинен перевищувати 150 мм (при зусиллі натискання 500 Н), а рекомендований хід педалі для отримання коефіцієнту гальмування 0,9 повинен знаходитись в межах 80...90 мм (при зусиллі натискання 200...250 Н).

Значення коефіцієнта підсилення — відношення

$$K_r = \gamma / F_{\text{п}}$$

коефіцієнта гальмування  $\gamma$  до зусилля на гальмовій педалі  $F_{\text{п}}$  — повинно знаходитись в межах  $2 \cdot 10^{-3} \dots 8 \cdot 10^{-3} \text{ Н}^{-1}$ , що відповідає коефіцієнту гальмування  $\gamma = 0,8$  при зусиллі натискання на педаль  $F_{\text{п}} = 400 \dots 114 \text{ Н}$ . Однак, не можна перевищувати підсилення  $7 \cdot 10^{-3} \text{ Н}^{-1}$ , тобто зусилля на гальмовій педалі для отримання коефіцієнта гальмування 0,8 не повинно бути меншим від 160 Н.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Чабан С. Г., Колесніченко М. О. Теорія експлуатаційних властивостей транспортних засобів: Навч. посібн. — Одеса: АО БАХВА, 2003. — 220 с.
2. UN ECE. Regulation No 13. Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N, and O with regard to braking.
3. ДСТУ 3649—97. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю.
4. Лукин П. П. и др. Конструирование и расчет автомобиля. — М.: Машиностроение, 1984. — 376 с.
5. Krause R., Kohlgrüber K. Temperaturberechnung in Scheibenbremsen// Automobil-Industrie. — 1976. — № 4. — S. 37 — 48.

## Додаток А. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

### ВИХІДНІ ДАНІ:

#### *Автомобіль\**

— повна маса автомобіля	$m = 1110$ кг;
— координати центру мас:	$a = 1,123$ м,
	$b = 1,197$ м,
	$h = 0,480$ м;
— динамічний радіус коліс	$r_d = 0,270$ м;

#### *Гідравлічний привід гальм*

— діаметр головного гальмового циліндра	$d_{\text{ГЦ}} = 3/4'' = 19,05$ мм;
— максимальний тиск рідини	$p_{\text{ГЦ max}} = 10$ МПа;
— допустиме зусилля на гальмовій педалі	$F_{\text{П доп}} = 490$ Н;
— допустимий хід гальмової педалі	$S_{\text{П доп}} = 140$ мм;

#### *Дискові гальма передніх коліс*

— діаметр гальмового диска	$d_d = 230$ мм;
— поверхня накладки	$A = 0,0031$ м <sup>2</sup> ;
— допустимий тиск на поверхню накладки	$p_{1 \text{ доп}} = 7$ МПа;
— коефіцієнт тертя	$\mu = 0,35$ ;

#### *Барабанні гальма задніх коліс*

— радіус барабана	$r_6 = 115$ мм;
— розміри колодок	$l = 0,170$ м;
	$c = 0,085$ м;
	$e = 0,020$ м;
	$\nu = 90$ град;
	$\beta = 110$ град = 1,92 рад;
— допустимий тиск на поверхню накладки	$p_{2 \text{ доп}} = 1,6$ МПа;
— коефіцієнт тертя	$\mu = 0,35$ .

---

\* Відповідно до завдання на курсове проектування.



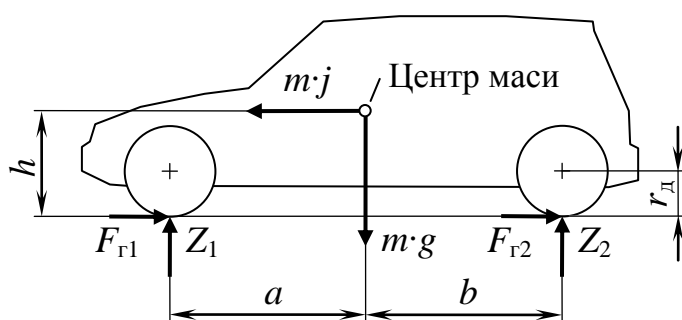
## А1. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОЇ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

### А1.1. Параметри гальмівного процесу

Вертикальні реакції на передній  $Z_1$  і задній  $Z_2$  осях (рис. А1.1) у разі гальмування з інтенсивністю  $\gamma = 0,8$  (верхня границя інтервалу 0,15 ... 0,8):

$$Z_1 = m \cdot g \cdot (b + \gamma h) / (a + b) = 1110 \cdot 9,81 (1,197 + 0,8 \cdot 0,480) / (1,123 + 1,197) = 7420 \text{ Н};$$

$$Z_2 = m \cdot g \cdot (a - \gamma h) / (a + b) = 1110 \cdot 9,81 (1,123 - 0,8 \cdot 0,480) / (1,123 + 1,197) = 3469 \text{ Н}.$$



$$\begin{aligned} m &= 1110 \text{ кг}; \\ a &= 1,123 \text{ м}, b = 1,197 \text{ м}, \\ h &= 0,480 \text{ м}; \\ r_{д} &= 0,270 \text{ м} \end{aligned}$$

Рис. А1.1. Схема сил, що діють на автомобіль в процесі гальмування:  
 $a, b, h$  — координати центру мас;  $r_{д}$  — динамічний радіус колеса

Коефіцієнт розподілу сили гальмування:

$$K \geq Z_1 / Z_2 = 7420 / 3469 = 2,14.$$

Сучасні шини забезпечують можливість досягнення коефіцієнта зчеплення кочення  $\phi_k > 1$ , що дає змогу гальмувати з інтенсивністю  $\gamma = 1 \dots 1,1$ , отож сумарна гальмівна сила  $F_r$  визначається як

$$F_r = m \cdot g \cdot \gamma = 1110 \cdot 9,81 \cdot 1,1 = 11978 \text{ Н}.$$

Необхідні сили гальмування передніх  $F_{r1н}$  та задніх  $F_{r2н}$  коліс:

$$F_{r1н} = F_r \cdot K / (K + 1) = 11978 \cdot 2,14 / (2,14 + 1) = 8163 \text{ Н};$$

$$F_{r2н} = F_r / (K + 1) = 11978 / (2,14 + 1) = 3815 \text{ Н}.$$

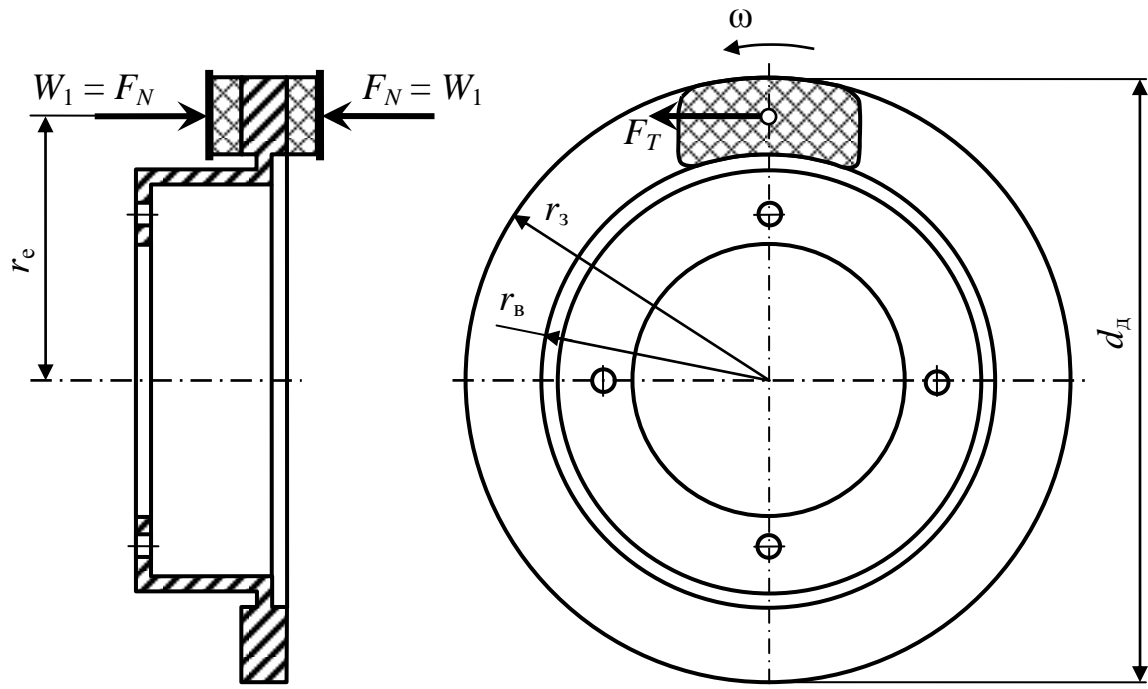
Необхідні моменти гальмування для одного переднього гальма  $T_{r1н}$  і одного заднього гальма  $T_{r2н}$  становлять:

$$T_{r1н} = F_{r1н} \cdot r_{д} / 2 = 8163 \cdot 0,270 / 2 = 1102 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{r2н} = F_{r2н} \cdot r_{д} / 2 = 3815 \cdot 0,270 / 2 = 515 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## A1.2. Параметри дискових гальм передніх коліс

Розрахункова схема дискового гальма наведена на рис. A1.2.



$$d_d = 230 \text{ мм}; A = 0,0031 \text{ м}^2; p_{1 \text{ доп}} = 7 \text{ МПа}; \mu = 0,35$$

Рис. A1.2. Розрахункова схема дискового гальма

Зовнішній  $r_3$ , внутрішній  $r_B$  та ефективний  $r_e$  радіуси поверхні тертя диска:

$$r_3 = d_d / 2 = 230 / 2 = 115 \text{ мм};$$

$$r_B = (0,7 \dots 0,8) \cdot r_3 = 0,7 \cdot 115 = 80 \text{ мм};$$

$$r_e = 2/3 \cdot (r_3^3 - r_B^3) / (r_3^2 - r_B^2) = 2/3 \cdot (115^3 - 80^3) / (115^2 - 80^2) = 98,5 \text{ мм} = 0,0985 \text{ м}.$$

Допустимий момент тертя  $T_{г1 \text{ доп}}$ , визначуваний з умови неперевикнення допустимого тиску на поверхню накладки,

$$T_{г1 \text{ доп}} = 2 \cdot \mu \cdot p_{1 \text{ доп}} \cdot A \cdot r_e = 2 \cdot 0,35 \cdot 7 \cdot 10^6 \cdot 0,0031 \cdot 0,0985 = 1496 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Необхідний гальмовий момент не перевищує допустимого:  $T_{г1 \text{ н}} < T_{г1 \text{ доп}}$ .

Необхідне затискне зусилля

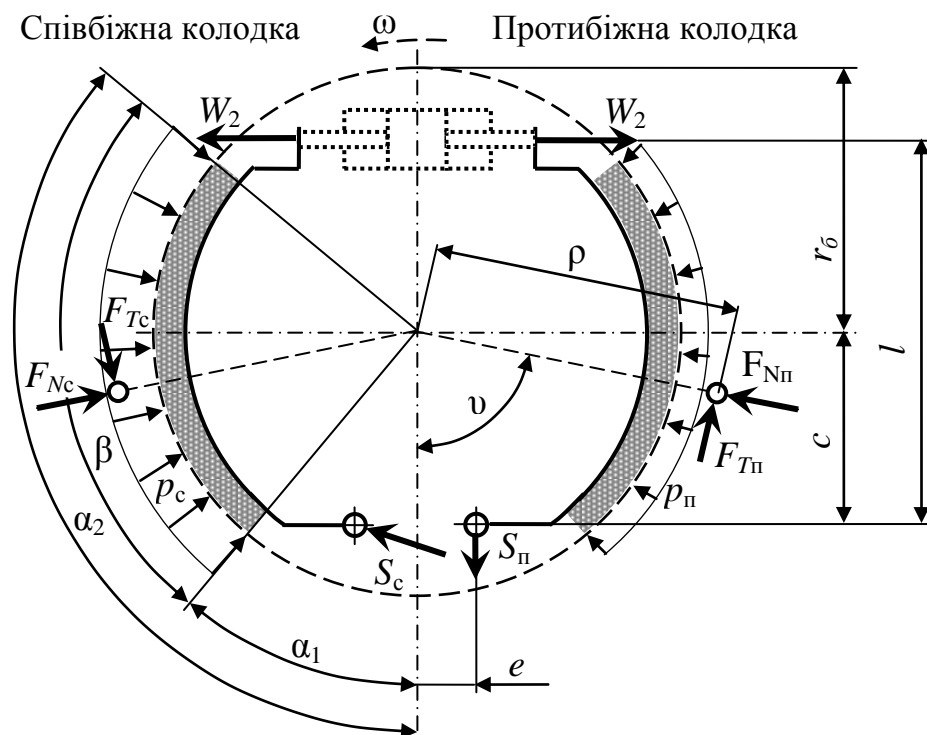
$$W_{1 \text{ н}} = T_{г1 \text{ н}} / (2 \cdot \mu \cdot r_e) = 1102 / (2 \cdot 0,35 \cdot 0,0985) = 15982 \text{ Н}.$$

Діаметр робочого циліндра

$$d_1 = (4 \cdot W_{1 \text{ н}} / \pi / p_{гц \text{ max}} / 10^6)^{0,5} = (4 \cdot 15982 / \pi / 10 / 10^6)^{0,5} = 0,045 \text{ м} = 45 \text{ мм}.$$

### А1.3. Параметри барабаних гальм задніх коліс

Схема барабанного гальма з рівними привідними силами та нерознесеними опорами колодок наведена на рис. А1.3.



$$r_{\delta} = 115 \text{ мм}; l = 0,170 \text{ м}; c = 0,085 \text{ м}; e = 0,020 \text{ м}; \nu = 90 \text{ град}; \\ \beta = 110 \text{ град} = 1,92 \text{ рад}; p_{2 \text{ доп}} = 1,6 \text{ МПа}; \mu = 0,35$$

Рис. А1.3. Розрахункова схема барабанного гальма

Радіус дії сили тертя

$$\rho = r_{\delta} \cdot (\beta/2) / \sin(\beta/2) = 115 \cdot (1,92/2) / \sin(1,92/2) = 135 \text{ мм} = 0,135 \text{ м}.$$

Моменти тертя співбіжної  $T_c$  і протибіжної  $T_{\text{п}}$  колодок, а також гальма  $T_{\text{г2}}$  визначаються так:

$$T_c = \rho \cdot \mu \cdot l \cdot W_2 / [c - \mu \cdot (\rho - e)] = \\ = 0,135 \cdot 0,35 \cdot 0,170 \cdot W_2 / [0,085 - 0,35 \cdot (0,135 - 0,020)] = 0,179 \cdot W_2;$$

$$T_{\text{п}} = \rho \cdot \mu \cdot l \cdot W_2 / [c + \mu \cdot (\rho - e)] = \\ = 0,135 \cdot 0,35 \cdot 0,170 \cdot W_2 / [0,085 + 0,35 \cdot (0,135 - 0,020)] = 0,064 \cdot W_2;$$

$$T_{\text{г2}} = T_c + T_{\text{п}} = 0,179 \cdot W_2 + 0,064 \cdot W_2 = 0,243 \cdot W_2.$$

Необхідне розтискне зусилля

$$W_2 = T_{\text{г2н}} / 0,243 = 515 / 0,243 = 2119 \text{ Н}.$$

Ширина накладки  $b_n$  визначається з умови неперевикнення допустимого тиску для співбіжної колодки:

$$b_n = \rho \cdot l \cdot W_2 / r_0^2 \cdot \beta / p_{2 \text{ доп}} / [c - \mu \cdot (\rho - e)] = \\ = 0,135 \cdot 0,170 \cdot 2119 / 0,115^2 / 1,92 / 1,6 / 10^6 / [0,085 - 0,35 \cdot (0,135 - 0,02)] = 0,027 \text{ м} = \\ = 27 \text{ мм}.$$

Діаметр робочого циліндра:

$$d_2 = (4 \cdot W_2 / \pi / p_{\text{гц max}})^{0,5} = (4 \cdot 2119 / \pi / 10 / 10^6)^{0,5} = 0,0164 \text{ м} = 16,4 \text{ мм}.$$

З врахуванням стандартизованого розміру в дюймах приймаємо

$$d_2 = 3/4'' = 19,05 \text{ мм}.$$

Необхідний робочий тиск за такого діаметру становить

$$p_{\text{гц н}} = 4 \cdot W_2 / \pi / d_2^2 = 4 \cdot 2119 / \pi / 19,05^2 \cdot 10^6 = 7,43 \cdot 10^6 \text{ Па} = 7,43 \text{ МПа}.$$

Зменшення тиску вимагає відповідного збільшення діаметру робочого циліндра дискових гальм передніх коліс:

$$d_1 = (4 \cdot W_{1 \text{ н}} / \pi / p_{\text{гц н}} / 10^6)^{0,5} = (4 \cdot 15982 / \pi / 7,43 / 10^6)^{0,5} = 0,052 \text{ м} = 52 \text{ мм}.$$

#### *А1.4. Зусилля на гальмовій педалі та її хід*

Розрахункова схема гальмового гідроприводу зображена на рис. А1.4.

Необхідне зусилля натискання на поршень головного циліндра:

$$F_{\text{гц}} = \pi \cdot d_{\text{гц}}^2 \cdot p_{\text{гц н}} / 4 = \pi \cdot 0,01905^2 \cdot 7,43 \cdot 10^6 / 4 = 2118 \text{ Н}.$$

Необхідне передатне відношення важеля педалі:

$$u_{\text{п}} \geq F_{\text{гц}} / F_{\text{п доп}} = 2118 / 490 = 4,32.$$

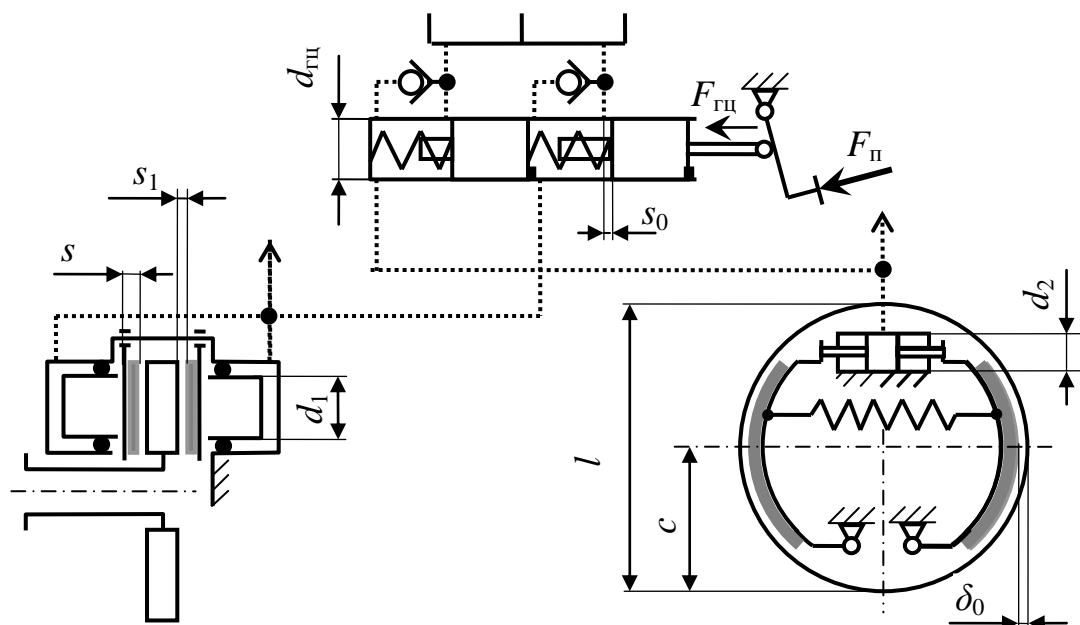
Приймаємо  $u_{\text{п}} = 4,5$ , отож сила на гальмовій педалі становить

$$F_{\text{п}} = 2118 / 4,5 = 471 \text{ Н}.$$

Хід педалі розраховується за кількістю гальмової рідини, яку належить перемістити, аби привести в дію гальма. До одного дискового гальма треба допровадити об'єм рідини

$$V_1 = \pi \cdot d_1^2 \cdot (2 \cdot s_1 + k \cdot \Delta s \cdot d_1 \cdot p_{\text{гц н}}) / 4 = \\ = \pi \cdot 52^2 \cdot (2 \cdot 0,1 + 0,0004 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 52 \cdot 7,43 \cdot 10^6) / 4 = 1081 \text{ мм}^3.$$

де  $s_1$  — зазор між гальмовим диском і накладкою ( $s_1 = 0,1 \dots 0,2$ );  $k$  — коефіцієнт пропорційності ( $k = 0,0004 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^{-1} \cdot \text{Па}^{-1}$ );  $\Delta s$  — знос накладки ( $\Delta s = 2 \text{ мм}$ ).



$$d_{гц} = 3/4'' = 19,05 \text{ мм}; p_{гц \text{ max}} = 10 \text{ МПа}; F_{п \text{ доп}} = 490 \text{ Н}; S_{п \text{ доп}} = 140 \text{ мм}$$

Рис. А1.4. Розрахункова схема гідравлічного приводу гальм  
(основні параметри — в супровідному тексті)

У разі барабанних гальм хід колодки  $\delta$  визначають на осі її симетрії, розрізняючи такі його складові: хід  $\delta_0$ , відповідний конструктивному зазору; хід  $\delta_3$ , відповідний зносові накладки; хід  $\delta_s$ , відповідний пружній деформації (накладки  $\delta_{s1}$ , колодки  $\delta_{s2}$  і барабана  $\delta_{s3}$ ). Візьмімо:

- конструктивний зазор  $\delta_0 = 0,4 \text{ мм}$ ;
- допустимий знос накладки  $\delta_3 = 0$  (автоматичне регулювання зазору);
- пружна деформація накладки  $\delta_{s1} = 0,05 \text{ мм}$ ;
- пружна деформація колодки  $\delta_{s2} = 0,2 \text{ мм}$ ;
- пружна деформація барабана  $\delta_{s3} = 0,002 \cdot d_6 = 0,002 \cdot 230 = 0,46 \text{ мм}$ .

В такому разі

$$\delta = \delta_0 + \delta_3 + \delta_{s1} + \delta_{s2} + \delta_{s3} = 0,4 + 0 + 0,05 + 0,2 + 0,46 = 1,11 \text{ мм}.$$

Хід поршня робочого циліндра, як впливає з рис. А1.4, визначається як  $s_2 = \delta \cdot l / c = 1,11 \cdot 170 / 85 = 2,22 \text{ мм}$ .

Об'єм рідини, який необхідно допровадити до одного барабанного гальма, становить

$$V_2 = 2 \cdot \pi \cdot d_2^2 \cdot s_2 / 4 = 2 \cdot \pi \cdot 19,05^2 \cdot 2,22 / 4 = 1265 \text{ мм}^3.$$

Сумарна витрата рідини для приводу всіх гальм:

$$V_T = 2 \cdot V_1 + 2 \cdot V_2 = 2 \cdot 1081 + 2 \cdot 1265 = 4674 \text{ мм}^3.$$

Додаткова витрата рідини, зумовлена розширенням трубопроводів під тиском:

$$\begin{aligned}\Delta V_{\Gamma} &= (k_{V_{\text{ж}}} \cdot l_{\text{ж}} + k_{V_{\text{е}}} \cdot l_{\text{е}}) \cdot p_{\text{гцн}} = \\ &= (5,5 \cdot 10^{-10} \cdot 4 + 4,4 \cdot 10^{-8} \cdot 1,2) \cdot 7,43 = 409 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3 = 409 \text{ мм}^3,\end{aligned}$$

де  $k_V$  та  $l$  — відповідно коефіцієнт пропорційності і довжина трубопроводу: жорсткого (індекс ж) та еластичного (індекс е). Для жорсткого трубопроводу (довжина 4 м, внутрішній діаметр 4,75 мм і товщина стінки 0,7 мм)  $k_{V_{\text{ж}}} = 5,5 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{МПа}$ , а для еластичного трубопроводу (довжина 1,2 м, внутрішній діаметр 3,2 мм)  $k_{V_{\text{е}}} = 4,4 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{МПа}$ .

Подача головного гальмового циліндра повинна становити

$$V_{\text{гц}} = V_{\Gamma} + \Delta V_{\Gamma} = 4674 + 409 = 5083 \text{ мм}^3,$$

а робочий хід —

$$s_{\text{гц}} = 4 \cdot V_{\text{гц}} / \pi / d_{\text{гц}}^2 = 4 \cdot 5083 / \pi / 19,05^2 = 17,8 \text{ мм}.$$

Хід гальмової педалі дорівнює

$$s_{\text{п}} = u_{\text{п}} \cdot (s_{\text{гц}} + s_0) = 4,32 \cdot (17,8 + 1,8) = 85 \text{ мм},$$

де  $s_0$  — марний хід головного гальмового циліндра ( $s_0 = 1,5 \dots 2,5 \text{ мм}$ ).

Спроектована робоча гальмова система задовольняє чинні вимоги, а отримані значення зусилля на педалі та її хід не є близькими до граничних, тож можна обійтись без підсилювача.

**Додаток Б. Форма завдання на курсове проектування  
ЗАВДАННЯ**

на курсовий проект з дисципліни “Експлуатаційна ефективність автомобіля”

**“ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОЇ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ  
ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ”**

Студенту групи \_\_\_\_\_  
Прізвище та ініціали \_\_\_\_\_

Варіант № \_\_\_\_\_. Вихідні дані:

— повна маса автомобіля	$m =$	кг;
— координати центру мас:	$a =$	м;
	$b =$	м;
	$h =$	м;
— динамічний радіус коліс	$r_d =$	м.

Виконати розрахунок основних параметрів гальмових механізмів (передніх дискових, задніх барабанних) та гідравлічного приводу робочої гальмової системи легкового автомобіля.

Структура пояснювальної записки:

- титульний аркуш;
- завдання на курсовий проект;
- зміст;
- вимоги до робочої гальмової системи;
- аналіз типових схем та обґрунтування прийнятих рішень;
- розрахунковий розділ;
- аналіз отриманих результатів;
- перелік використаної літератури;
- додатки.

Графічна частина:

- складальне креслення гальма барабанного чи дискового (1 аркуш А1);
- робочі креслення основних деталей гальма (1 аркуш А1).

Термін виконання курсового проекту \_\_\_\_\_

Керівник проекту \_\_\_\_\_ ( \_\_\_\_\_ )

Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

## ЗМІСТ

<b>Передмова</b> .....	3
<b>1. Процес гальмування</b> .....	4
<b>2. Вимоги до робочої гальмової системи</b> .....	11
<b>3. Загальна будова робочої гальмової системи</b> .....	13
3.1. Гальмові механізми.....	13
3.2. Гідравлічний привід гальм.....	17
3.3. Загальна оцінка гідравлічного приводу гальм .....	21
<b>Література</b> .....	22
<b>Додаток А. Приклад розрахунку</b> .....	23
<b>Додаток Б. Форма завдання на курсове проектування</b> .....	30



# НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Гащук Петро Миколайович  
Миськів Теодозій Григорович

## ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОЇ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

### МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового проекту  
з дисципліни “Експлуатаційна ефективність автомобіля”  
для студентів спеціальності 7.090258  
“Автомобілі та автомобільне господарство”

Редактор

Ольга Дорошенко

Комп’ютерне верстання

Галини Сукмановської

Здано у видавництво 31.10.2007. Підписано до друку 19.11.2007  
Формат 60×84/16. Папір офсетний. Друк на різнографі.  
Умовн. друк. арк. 2,6. Обл. вид. арк. 1,50.  
Наклад 100 прим. Зам. 70918.

Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”  
*Реєстраційне свідоцтво серії ДК № 751 від 27.12.2001 р.*

Поліграфічний центр Видавництва  
Національного університету “Львівська політехніка”

*вул. Ф. Колесси, 2, Львів 79000*

