

чення витрата палива і масові викиди шкідливих речовин збільшуються. Покращити паливну економічність можна застосуванням однорежимного регулювання на дизелі.

Література:

1. Гутаревич Ю.Ф. Розробка і дослідження однорежимного регулятора швидкості для транспортного дизеля / Ю.Ф. Гутаревич, А.Г. Говорун, О.С. Добровольський // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. — 2006. — Ч. 1, № 6/2006 (41). — С. 67-69.
2. Гутаревич Ю.Ф. Вплив одно — та дворезимного регулювання на протікання часткових характеристик циклової подачі палива / Ю.Ф. Гутаревич, В.В. Мороз, О.С. Добровольський // Вісник Національного транспортного університету. — 2006. — Ч. 1, № 13. — С. 67-71.
3. Говорун А.Г. Порівняльні дослідження дизеля з однорежимним та всережимним регулятором швидкості / А.Г. Говорун, А.О. Корпач, В.В. Мороз, О.С. Добровольський // Вісник Національного транспортного університету. — 2007. — № 14. — С. 69-73.
4. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путём оптимизации эксплуатационных факторов. Дисс. ... докт. техн. наук. — Киев. — 1985. — 533с.

УДК 629.113-592

ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ БАРАБАННО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ І МАЛИМ САМОПІДСИЛЕННЯМ І ПЛАВАЮЧИМИ КОЛОДКАМИ

Доктор технічних наук Дем'янюк В.А.,
Дем'янюк Р.В.

Запропонована методика підвищення ефективності барабанно-колодкових гальм з малим самопідсиленням і плаваючими колодками за рахунок оптимального вибору їх параметрів з одночасним виконанням вимог до інших функціональних характеристик гальм.

The Offered methods of increasing to efficiency drum brake with small reinforcement and sailling shoetree to account of the optimum choice their parameter with simultaneous performing the requirements to other functional feature brake.

Постановка проблеми. Підвищити ефективність гальмівного механізму без зміни його конструктивної схеми можна за рахунок збільшення його масо-габаритних показників або шляхом вибору такого співвідношення між параметрами, при якому коефіцієнт ефективності гальма досягає максимального значення. У статті розглянуто другий шлях підвищення ефективності гальмівних механізмів шляхом їх параметричної оптимізації, який, порівняно з першим, здешевлює конструкцію гальма і зменшує собівартість автотранспортного засобу.

Аналіз літератури. Параметрична оптимізація барабанних гальмівних механізмів розглядалася в роботах [1,2], але в роботі [1] досліджувався барабанний гальмівний механізм з двома самопритискними плаваючими колодками (з середнім самопідсиленням), а в роботі [2] розглядалися барабанно-колодкові гальма з шарнірним кріпленням колодок.

Невирішені частини проблеми. Досліджуваний в статті барабанний гальмівний механізм з малим самопідсиленням має в своєму складі самопритискну та самовідтискну колодки, робочі процеси і математичні моделі яких суттєво відрізняються між собою, тому параметрична оптимізація такого гальмівного механізму становить самостійну невирішену задачу.

Метою статті є розроблення методики і визначення оптимальних параметрів згаданого гальма з умови досягнення максимального значення його коефіцієнта ефективності.

Основна частина. На рис.1 наведена схема досліджуваного гальмівного механізму, який складається з гальмівного барабана 1, самопритискної (активної) 2 та самовідтискної (пасивної) 3 колодок, опори 4 яких забезпечують їм два ступені вільності. Привідні зусилля P на колодках створюються гідроциліндром або клиновим пристроєм 5 (у випадку пневматичного приводу).

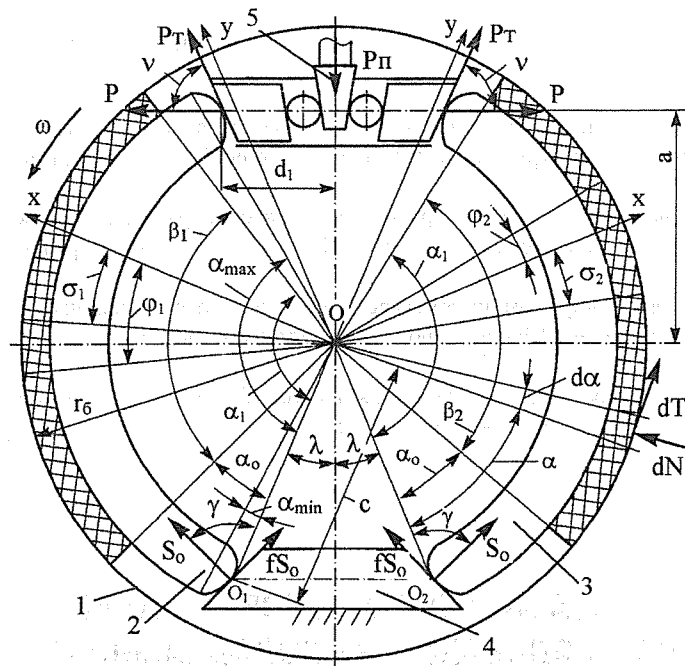


Рис. 1. Розрахункова схема барабанно-колодкового гальмаз малим самопідсиленням, плаваючими колодками клиновим приводом

Склавши рівняння рівноваги колодок і проінтегрувавши їх в припущенні синусоїдального закону розподілу тиску по довжині фрикційних накладок, одержуємо залежності для визначення коефіцієнта ефективності гальмівного механізму Ke :

$$Ke = 0,5(Ke_1 + Ke_2), \tag{1}$$

де

$$Ke_i = \frac{s}{x_2 \left(\frac{m_r \pm n_r}{\mu} \mp 1 \right)} \quad (i=1,2); \tag{2}$$

$$s = x_1 + x_2 \cos \lambda \pm f[(x_1 + x_2 \cos \lambda) \operatorname{ctg} \gamma + x_2 \sin \lambda - x_{11}] \sin^2 \nu; \tag{3}$$

$$m_r = \frac{\beta + \sin \beta \cos 2\sigma \pm \operatorname{tg} \varphi \sin \beta \sin 2\sigma}{4 \sin(0,5\beta) (\cos \sigma \pm \operatorname{tg} \varphi \sin \sigma)}; \tag{4}$$

$$n_r = \frac{\sin \beta \sin 2\sigma \pm \operatorname{tg} \varphi (\beta - \sin \beta \cos 2\sigma)}{4 \sin(0,5\beta) (\cos \sigma \pm \operatorname{tg} \varphi \sin \sigma)}; \tag{5}$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{K_1 \sin 2\sigma + K_2 \left(\frac{\beta}{\sin \beta} + \cos 2\sigma \right) + K_3 \frac{\cos \sigma}{\cos(0,5\beta)}}{\mp K_1 \left(\frac{\beta}{\sin \beta} - \cos 2\sigma \right) \mp K_2 \sin 2\sigma \mp K_3 \frac{\sin \sigma}{\cos(0,5\beta)}}; \tag{6}$$

$$K_1 = -1 - \mu(f \mp K_0) \mp (\mu - f) \operatorname{ctg} \gamma; \tag{7}$$

$$K_2 = K_0 \pm \mu \mp f - (1 + \mu f) \operatorname{ctg} \gamma; \tag{8}$$

$$K_3 = \frac{\mp 2\mu K_0}{x_2}; \quad (9)$$

$$K_0 = \frac{x_2}{s \sin \gamma} \left\{ \cos(\gamma - \lambda) \pm f \sin(\gamma - \lambda) \pm f \sin v [\cos(v + \gamma - \lambda) \pm f \sin(v + \gamma - \lambda)] \right\}. \quad (10)$$

Верхній і нижній знаки використовуються для визначення відповідно коефіцієнтів ефективності самопритискної K_{e1} та самовідтискної K_{e2} колодок. У наведених формулах використані наступні позначення:

$$x_1 = \frac{a}{r_6}; \quad x_2 = \frac{c}{r_6}; \quad x_{11} = \frac{d_1}{r_6};$$

де μ — коефіцієнт тертя між фрикційною накладкою і барабаном;

f — коефіцієнт тертя у контакті площин приводного та опорного елементів з колодкою;

φ — кут зміщення осі максимального тиску відносно осі Ox .

Кути охоплення накладок β і їх кути несиметричності σ визначаються так:

$$\beta = \alpha_1 - \alpha_0; \quad \sigma = 90 - 0,5(\alpha_1 + \alpha_0).$$

Задачу параметричної оптимізації гальмівного механізму у математичній формі сформулюємо так. Знайти таку комбінацію параметрів гальмівного механізму, при якій його коефіцієнт ефективності K_e , що визначається системою рівнянь (1)...(10), досягає максимального значення при параметричних обмеженнях

$$x_{i \min} \leq x_i \leq x_{i \max}, \quad i = 1, \dots, 10, \quad (11)$$

і функціональних обмеженнях:

$$g_1 \geq \bar{g}_1; \quad g_2 \leq \bar{g}_2; \quad g_3 > \bar{g}_3; \quad g_4 > \bar{g}_4; \quad g_5 \leq \bar{g}_5; \quad g_6 \geq \bar{g}_6, \quad (12)$$

де g_j і \bar{g}_j , ($j = 1, \dots, 6$) — відповідно функціональні обмеження і їх допустимі значення.

В табл. 1 наведені фактичні x_{φ} значення параметрів заднього гальмівного механізму КАЗ-4540 з плаваючими колодками, малим самопідсиленням і клиновим приводом колодок, а також граничні x_{\min} і x_{\max} значення параметрів, визначені на підставі аналізу конструкцій гальмівних механізмів (дослідження показали, що параметри x_{11} і f несуттєво впливають на коефіцієнт ефективності K_e , тому вони прийняті рівними їх фактичним значенням: $x_{11} = 0,37$; $f = 0,18$).

Таблиця 1

Фактичні та граничні значення параметрів гальмівного механізму

№ варіанта	λ	v	$\beta_1 = \beta_2$	σ_1	σ_2	K_e	$\Delta, \%$
1	22	70	116	30	20	1,18	25,5
2	26	70	108	30	25	1,14	21,2
3	30	80	112	25	30	1,12	19,1
4	26	70	116	25	25	1,17	23,6

Функціональні обмеження формуємо з врахуванням того, що деякі комбінації параметрів гальмівного механізму є недопустимими. Функціональні обмеження g_1 і g_2 визначають кутове розташування обох фрикційних накладок відносно осі y :

$$g_1 = \alpha_0 = 90 - 0,5\beta - \sigma \geq \bar{g}_1;$$

$$g_2 = \alpha_1 = 90 + 0,5\beta - \sigma \leq \bar{g}_2,$$

де $\bar{g}_1 = \alpha_{\min}$; $\bar{g}_2 = \alpha_{\max}$.

Співвідношення між кутами φ , β і σ повинно бути таким, щоб фрикційна накладка навантажувалася нормальними силами по всій довжині, тобто щоб її фактичний кут охоплення дорівнював номінальному. Це виконується, якщо відповідно для самопритискної та самовідтискної колодок:

$$g_3 = \sin(\alpha_1 + \varphi_1) > \bar{g}_3;$$

$$g_4 = \sin(\alpha_0 - \varphi_2) > \bar{g}_4,$$

де $\bar{g}_3 > 0$ і $\bar{g}_4 > 0$.

Для підвищення стабільності характеристик гальмівного механізму необхідно зменшувати його коефіцієнт чутливості K_μ до зміни коефіцієнта тертя m , який будемо визначати для фіксованого діапазону $\Delta\mu = \mu_2 - \mu_1$ через відношення коефіцієнтів варіації δ_{K_e} і δ_μ . При $\mu_1 = 0,35$ і $\mu_2 = 0,37$

$$K_\mu = \frac{\delta_{K_e}}{\delta_\mu} = 36 \frac{K_e'' - K_e'}{K_e' + K_e''},$$

де K_e' і K_e'' — відповідно значення коефіцієнта K_e при $\mu_1 = 0,35$ і $\mu_2 = 0,37$.

Таким чином, стабільність характеристик гальмівного механізму буде забезпечена, якщо

$$g_5 = K_\mu \leq \bar{g}_5.$$

Для недопущення самозаклинювання самопритискної колодки необхідно, щоб

$$g_6 = \left[x_2 \left(\frac{m_r}{\mu} + n_r \right) - 1 \right] \geq \bar{g}_6.$$

Задача параметричної оптимізації для об'єкта, що описується рівняннями (1)...(10) з параметричними та функціональними обмеженнями, відноситься до задач нелінійного програмування, для розв'язку якої використаємо метод комплексів Бокса [1]. Фактичне значення коефіцієнта ефективності для параметрів, наведених в табл. 1, склало $K_{ef} = 0,94$. В результаті оптимізації без функціональних обмежень коефіцієнт ефективності досягнув $K_e = 1,31$ при таких значеннях параметрів: $x_1 = 0,76$; $x_2 = 0,75$; $\lambda = 22$; $\nu = 70$; $\beta_1 = 128^\circ$; $\sigma_1 = 10^\circ$; $\beta_2 = 128^\circ$; $\sigma_2 = 10^\circ$; $\gamma = 70^\circ$; $\mu = 0,37$. Це на 39,4 % більше від фактичного значення K_{ef} .

Під час оптимізації з функціональними обмеженнями їх допустимі значення прийняті такими: $\bar{g}_1 = 2^\circ$; $\bar{g}_2 = 128^\circ$; $\bar{g}_3 = 0,01$. Можливі діапазони зміни обмежень \bar{g}_5 і \bar{g}_6 , досліджені за спеціально розробленою програмою, склали: $\bar{g}_5 = 1,31 \dots 1,58$; $\bar{g}_6 = 0,72 \dots 1,1$.

Просторова залежність, наведена на рис. 2, показує, що коефіцієнт K_e зростає зі збільшенням \bar{g}_5 і зменшенням \bar{g}_6 . Аналітичне представлення цієї залежності має вигляд

$$K_e = -6,119 + 7,012 g_5 + 4,612 g_6 - 2,048 g_5 g_6 - 1,656 g_5^2 - 1,156 g_6^2$$

На підставі просторових залежностей, наведених на рис. 3, видно, що коефіцієнт ефективності K_e зростає зі збільшенням кута несиметричності σ_1 накладки самопритискної колодки, зі зменшенням кута несиметричності σ_2 самовідтискної колодки і зі зростанням кута охоплення в (приймалося, що $\beta_1 = \beta_2$, $\bar{g}_5 = 1,58$, $\bar{g}_6 = 0,72$). Просторові поверхні на рис. 3 описані поліномом

$$K_e = (310 + 16,056\sigma_1 + 11,656\sigma_2 + 4,292\beta + 0,08\sigma_1\sigma_2 - 0,282\sigma_1^2 - 0,336\sigma_2^2)10^{-3}$$

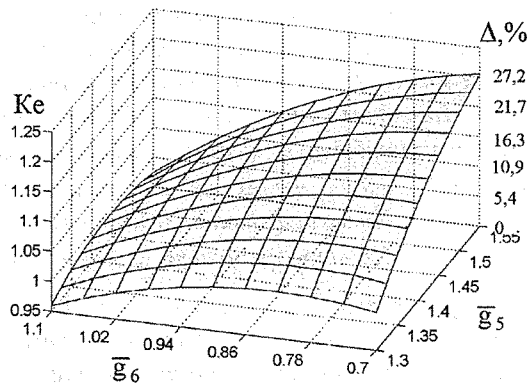


Рис. 2. Вплив допустимих значень функціональних обмежень \bar{g}_5 і \bar{g}_6 на коефіцієнт ефективності K_e гальмівного механізму

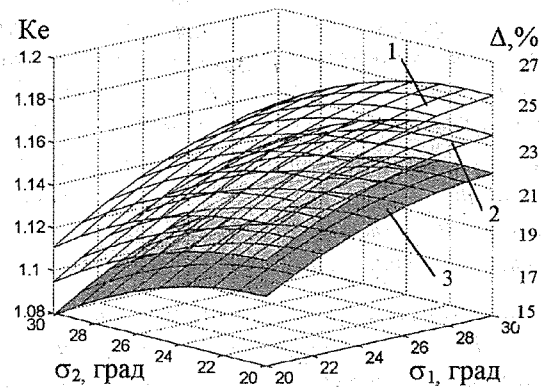


Рис. 3. Вплив кутів несиметричності σ_1 і σ_2 та кута охоплення в накладок на коефіцієнт K_e при: $\beta_1 = 116^\circ$; $\beta_2 = 112^\circ$; $\beta_3 = 108^\circ$

На рис. 2 і 3 нанесені також шкали приросту ($\Delta, \%$) коефіцієнта K_e у відсотках порівняно з його фактичним значенням K_{ef} . В табл. 2 наведені деякі варіанти результатів параметричної оптимізації досліджуваного гальмівного механізму при $\bar{g}_5 = 1,58$, $\bar{g}_6 = 0,72$. Параметри, що не ввійшли в табл. 2, становлять: $x_1 = 0,76$; $x_2 = 0,75$; $\gamma = 110^\circ$; $\mu = 0,37$.

Таблиця 2

Результати параметричної оптимізації досліджуваного гальмівного механізму

№ варіанта	λ	ν	$\beta_1 = \beta_2$	σ_1	σ_2	K_e	$\Delta, \%$
1	22	70	116	30	20	1,18	25,5
2	26	70	108	30	25	1,14	21,2
3	30	80	112	25	30	1,12	19,1
4	26	70	116	25	25	1,17	23,6

Висновок. Параметрична оптимізація досліджуваного гальмівного механізму дає можливість підвищити його коефіцієнт ефективності на 19-25% у порівнянні з його фактичним значенням

з одночасним забезпеченням навантаженості фрикційних накладок по всій довжині за достатнього рівня стабільності функціональних характеристик та недопущення явища самозаклинювання самопритискної гальмівної колодки.

Література

1. Дем'янюк В.А. Параметрична оптимізація барабанного гальмового механізму з колодками, що мають дві ступені вільності // 36. наук. пр. Асоціації «Автобус» «Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів». — Львів, 1999. — Вип. 2. — С. 35-39.
2. Дем'янюк В.А., Гвоздик Б.С., Дуфанець І.М. Параметрична оптимізація барабанних гальмових механізмів з шарнірним кріпленням колодок / Вісник Національного транспортного університету, вип.13, (ч.1) — К.: НТУ, 2006. — С. 270-277.