

УДК 621.825

Малашенко В.О., д.т.н., Ніколайчук В.В.

ОБГРУНТУВАННЯ КІНЕМАТИЧНО-СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ З'ЄДНАНЬ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Постановка проблеми. Сучасні транспортні засоби вимагають істотного підвищення надійності роботи не тільки всієї системи, а і окремих складальних одиниць. Серед сукупності відповідальних особливо важконавантажених деталей машин можна виділити групу пружних елементів з'єднань змінної жорсткості [1...4,7], які застосовуються в якості підвісок, віброізоляторів та пружних муфт. Поряд із кінематичним і силовим зв'язком окремих частин машини, ці з'єднання виконують ще такі функції, як компенсація неспіввісності валів, амортизація під час вібрації, зменшення дії поштовхів та ударів. Досвід експлуатації транспортних засобів показує, що нерівності доріг спричиняють коливні процеси їх агрегатів, тим самим призводить до погіршення експлуатаційних характеристик та комфортабельності перевезення пасажирів і вантажів. Для зменшення впливу нерівностей доріг на вказані чинники доцільно розробляти та застосовувати нові з'єднання змінної жорсткості [5, 6], які суттєво зменшують вплив наведених недоліків під час експлуатації таких систем.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проаналізувавши відомі результати досліджень можна стверджувати, що у транспортних засобах застосовується відносно невелика кількість з'єднань змінної жорсткості [1- 3] для розв'язання цієї проблеми. Зокрема, аналіз різноманітних систем підресорювання транспортних засобів, а також процес їхньої роботи показує [6], що здебільшого виникає необхідність встановлення таких пружних елементів, які мають порівняно невелику відновлювальну силу біля положення статичної рівноваги і забезпечують значне її зростання при значних деформаціях підвіски. Такі характеристики можуть мати з'єднання змінної жорсткості, в яких залежність пружної сили від деформації є нелінійною [2].

Метою даної роботи є обґрунтування кінематично-силових параметрів нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості з урахуванням умов їх експлуатації з проведенням кількісного аналізу їхньої взаємної залежності.

Виклад матеріалу. Одна із конструкцій нового з'єднання змінної жорсткості є концентрично розміщені на валу пружні елементи, які виконані у вигляді пружини кручення та втулки [6]. Зміна жорсткості цього з'єднання у відносно широкому діапазоні, у порівнянні з відомими, виконується за рахунок раціонального добору

характеристик його елементів, регулювання попереднього навантаження та установки зазорів між втулками.

Для розв'язування поставленої задачі розроблено розрахункову схему, що наведена на рис. 1, яка враховує найхарактерніші умови функціонування з'єднання. Для спрощення розрахунків прийнято такі припущення: сумуюче навантаження пропорційно сприймається усіма елементами з'єднання; найбільші напруження в деталях не виходять за допустимі межі; кути закручення в перерізі, де з'єднується пружина і втулка є однакові; геометричні параметри з'єднання забезпечують технологічні умови складання.

З урахуванням цих припущень записано вираз сумуючого моменту, який передається з'єднанням

$$T_o = T_e + T_{np} + T_{em}, \quad (1)$$

де T_e, T_{np}, T_{em} - крутні моменти, що розподіляються між валом, пружиною і втулками.

Розділивши кожен член виразу (1) на T_o , отримано закон розподілу моментів кручення між пружними елементами:

$$K_e + K_{np} + K_{em} = 1, \quad (2)$$

де K_e, K_{np}, K_{em} - коефіцієнти, що залежать від співвідношень моментів.

Якщо припустити, що кути закручення елементів підвіски однакові, то можна записати

$$K_e / C_e = K_{np} / C_{np} = K_{em} / C_{em}, \quad (3)$$

де C_e, C_{np}, C_{em} - коефіцієнти жорсткості відповідно вала, пружини і втулки.

Сумарна жорсткість послідовно розміщених пружних елементів «пружина – втулка» матиме вигляд

$$C_2 = (C_o C_1) / (C_o + C_1), \quad (4)$$

тут позначено: $C_o = C_{np} / C_e$; $C_1 = C_{em} / C_e$.

Використовуючи вирази (2), (3) і (4), можна визначити коефіцієнти розподілу моментів кручення між пружними елементами з'єднання:

$$K_e = 1 / (1 + C_2); \quad K_1 = C_2 K_e; \quad K_1 = K_{np} + K_{em}. \quad (5)$$

Обґрунтування конструктивних параметрів пружини кручення з'єднання змінної жорсткості зводимо до вибору її раціональних геометричних розмірів: d, D, n – діаметр дроту, середній діаметр пружини, число витків, при яких виконувалися умови міцності та жорсткості при умові мінімальної собівартості її виготовлення.

Кількісний аналіз проведено для розробленого з'єднання змінної жорсткості [6], що має такі параметри: матеріал пружини –

сталь 60С2А з коефіцієнтом Пуасона $\mu = 0,3$ та модулем пружності $A = 2 \cdot 10^5$ МПа; $T = 100$ Н м – максимальний крутний момент.

Отримані значення оптимальних параметрів пружини для наведених навантажень подано на рис.2.

Обґрунтування конструктивних параметрів вала мінімальної собівартості виготовлення зводимо до вибору раціональних геометричних розмірів: діаметр d_e , довжина l_b , які задовольняють обмеження на міцність і жорсткість. Цільова функція – собівартість виготовлення вала записана у вигляді

$$\psi_o = a_o d_b^2 l_b C. \tag{6}$$

Обмеження, які впливають з умов роботи з'єднання, будуть:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = a_1 - b_1 d_e^3 \leq 0; \\ \varphi_2 = a_2 - b_2 d_e^4 \leq 0; \\ \varphi_3 = b_3 - a_3 d_e^3 \leq 0; \\ \varphi_4 = -d_e < 0; \\ \varphi_5 = -l_e < 0, \end{array} \right. \tag{7}$$

$$\begin{aligned} \text{де } a_o &= (\pi/4)\rho g; & a_1 &= (16T_o K_e)/\pi; & a_2 &= (32T_o K_e)/\pi G; \\ a_3 &= (\pi\tau_{-1})/(32((K_\tau/\varepsilon_\tau) + \varphi_\tau)M_o K_e); & b_1 &= [\tau_{кр}]; & b_2 &= [\varphi]; & b_3 &= [S_\tau]; \end{aligned} \tag{8}$$

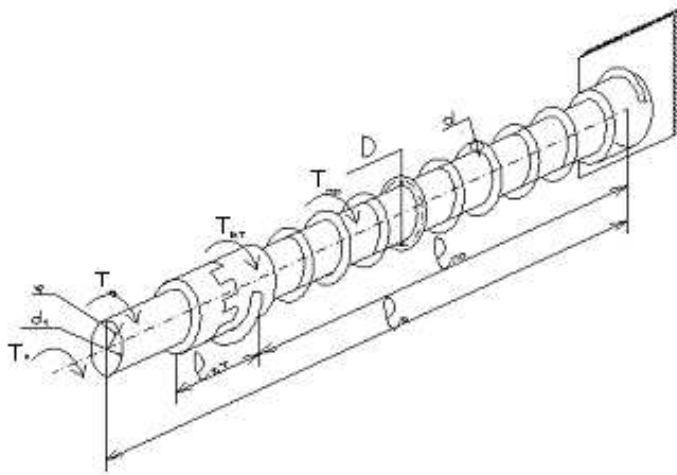
G – модуль пружності другого роду; K_τ - коефіцієнт, що характеризує вплив концентраторів напружень; ε_τ - коефіцієнт, що характеризує вплив абсолютних розмірів поперечного перерізу; φ_τ - коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень; τ_{-1} - границя витривалості кручення матеріалу вала; ρ - густина матеріалу; g – пришвидження земного тяжіння; $[S_\tau]$, $[\tau_{кр}]$ і $[\varphi]$ – допустимі значення коефіцієнтів запасу міцності, напруження кручення і кута закручення.

Із системи (7) отримано такі залежності:

$$d_{e_1} = \sqrt[3]{a_1/b_1}; \quad d_{e_3} = \sqrt[3]{b_3/a_3}; \quad l_e = (b_2/a_2) d_e^4. \tag{9}$$

На основі отриманих формул (9) виконані розрахунки з визначення раціонального діаметра d_e вала та його довжини l_b за такими даними:

$$T_o = 10^3 \text{ Н м}; \quad G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}; \quad K_\tau = 1,1; \quad \varepsilon_\tau = 0,9; \quad \varphi_\tau = 0,05; \quad [S_\tau] = 1,5$$



Побудована номограма, по якій можна вибрати оптимальний варіант в залежності від величини крутного моменту, матеріалу, термообробки і закону зміни жорсткості з'єднання (рис. 3).

Рисунок 1 - Розрахункова схема з'єднання змінної жорсткості.

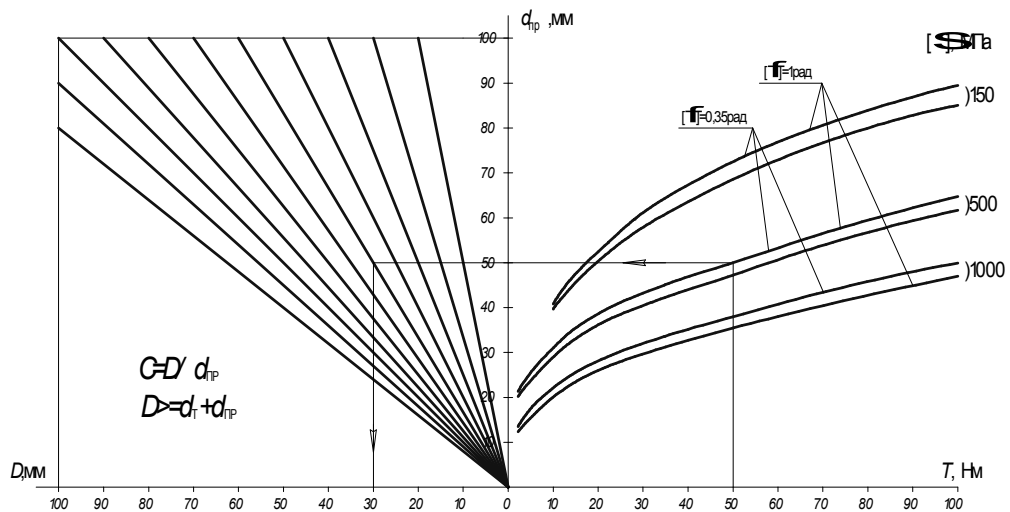


Рисунок 2 - Номограма для визначення оптимальних параметрів пружини: T – крутний момент; $[\varphi]$ – допустимий кут закручення; $[\sigma]$ – допустиме напруження згину; C_i , d_{np} , D – параметри пружини.

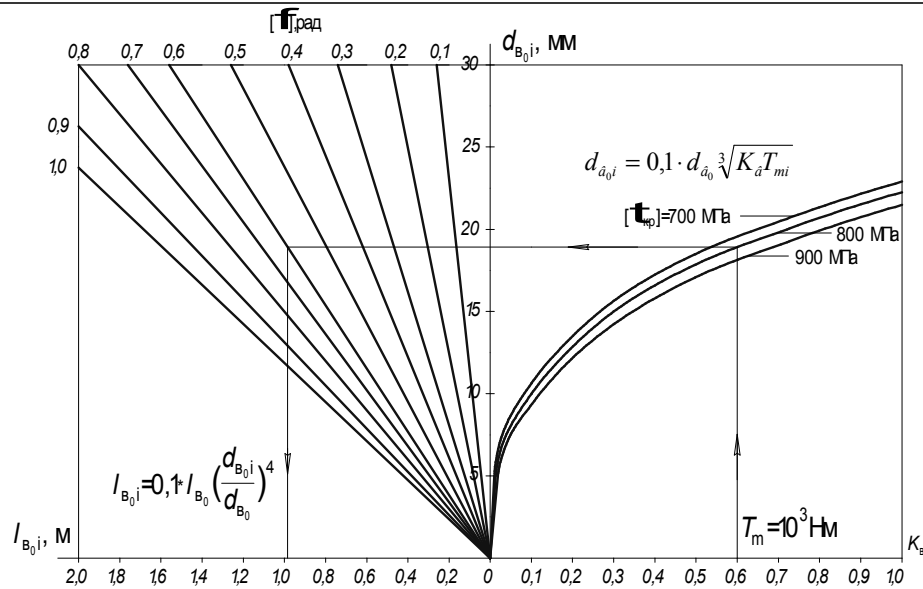


Рисунок 3 - Номограма для визначення оптимальних параметрів торсіона: $K_a = T_a / T_0$ - коефіцієнт розподілу моментів кручення; $[\phi]$ - допустимий кут закручення торсіона; d_{a_i}, l_{a_i} - оптимальні діаметр і довжина торсіона; $[\tau_{\phi}]$ - допустиме напруження кручення; T_m - крутний момент.

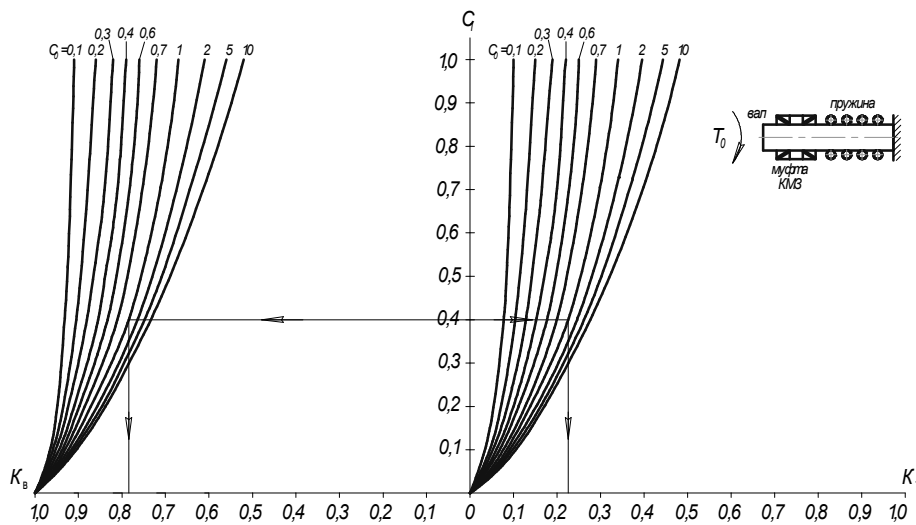


Рисунок 4 - Номограма для визначення оптимальних параметрів з'єднання змінної жорсткості: K_B, K_1 - коефіцієнти розподілу моментів

жорсткостей елементів: $K_e = T_e / T_0$; $K_1 = T_1 / T_0$; C_0, C_1 – відносні коефіцієнти жорсткостей елементів: $C_0 = C_{пр} / C_e$; $C_1 = C_{вт} / C_e$.

Висновки. 1. Отримані аналітичні залежності (2) – (9) мають теоретичне і практичне значення, оскільки дають змогу обґрунтовано вибирати геометричні параметри нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості з врахуванням умов експлуатації, що є істотним показником взагалі для різноманітних механізмів та особливо для транспортних засобів і вібраційних машин.

2. Порівняльний аналіз підтверджує теоретичні положення про те, що діапазон зміни жорсткості таких з'єднань збільшується майже в 1,3 рази порівняно з попередніми, що наведені в роботі [5].

3. Отримані вирази (2) – (9) є науковим підґрунтям для подальших досліджень і розроблення нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості з бажаним діапазоном її зміни та навантажувальної здатності з метою їх впровадження у виробництво.

ЛІТЕРАТУРА

1. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків: – Навчальний посібник. – 2-е вид., перероб. і доп. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2009. -208с.

2. Сидоренко І. Аналіз пружних характеристик нелінійного віброізоляційного пристрою. *Машинознавство*, №1 [115], 2007. - С.35-40.

3. Автомобильный справочник / Пер. с англ. 2 изд., переработ. и доп. — М.: ЗАО «КЖИ». За рулем, 2004. — 992 с/

4. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин / В.Т. Павлице // — К., Вища школа, 1993. — 556 с.; — Львів. Афіша, 2003. — 558с.

5. Малащенко В.В., Ніколайчук В.В. Обґрунтування раціональних параметрів пружних елементів машин. 10-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові, - Львів, 25 - 27 травня 2011. – 401с.

6. Марчук М.М., Ніколайчук В.М., Ніколайчук В.В. Підвіска колеса транспортного засобу. Патент України на корисну модель №40776. – Бюл. №1, 2009.-4 с.

7. Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства. – 3-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2007.-240 с.