

ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ КОЛІСНИХ ВУЗЛІВ АВТОМОБІЛЯ ЗА ПАРАМЕТРАМИ КОЛИВАНЬ НЕПІДРЕСОРЕНИХ МАС

© Нємий С. В., Данило Я.Я., 2011

Досліджено вплив непідресорених мас на вібраційне навантаження кузова автомобіля. Наведено теоретичні викладки, що обґрунтовують можливість оцінювання технічного стану коліс автомобіля та ланок їхнього привода за параметрами власних коливань непідресорених мас.

The impact of sprung mass on the oscillating load of the cab of the car is explored. Theoretical computes which ground of possibility of marc of technical state of wheels of the car and links of it occasion by parameters of oscillation of not sprung mass are adduced.

Постановка проблеми. Важливою складовою експлуатаційної ефективності автомобіля є ефективність функціонування його підвіски, зокрема рівень вібраційного навантаження кузова та, відповідно, водія і пасажирів. Основним показником експлуатаційної ефективності підвіски є її вібропоглинальні властивості. Однак підвіска може ефективно функціонувати за умови справного стану складових непідресорених мас, зокрема редукторів головних передач, півосей, коліс та підшипників їхніх маточин. За наявності дисбалансу коліс чи зазорів у підшипниках їх маточин, що сприяють виникненню дисбалансу півосей і коліс разом із маточинами, виникають вібраційні навантаження, які за певних частот коливань практично не поглинаються пружними елементами підвіски, передаються на кузов і спричинюють його вібраційні навантаження, що створюють дискомфорт водія і пасажирів. Визначення причини дефекту, особливо у разі встановлення підшипників з посадками із завищеними зазорами або їх зношування у процесі експлуатації, подекуди вимагає значних витрат часу, оскільки причину підвищеного вібраційного навантаження кузова насамперед вбачають у дефектах двигуна чи трансмісії – коробки переміни передач, карданної і головної передачі тощо.

Аналіз відомих досліджень та публікацій. У наявних публікаціях проблема недостатньо відображена. У роботі [2] наведено математичні моделі, що описують функціонування підвіски автомобіля та її вібропоглинальні властивості залежно від характеру збудження коливань з боку опорної поверхні колеса. В роботі [3] відображено особливості віброакустичного навантаження автомобіля та основні фактори, що спричинюють його виникнення. У роботі [4] наведено математичні моделі, що характеризують коливання силового агрегата автомобіля та проблеми його віброізоляції. У працях, що стосуються діагностування автомобілів, наприклад [1, 5, 6], методика оцінки несправного стану колісних вузлів при діагностуванні за параметрами коливань непідресорених мас практично не відображена.

Постановка задачі. Метою роботи є теоретичне та практичне обґрунтування методики оцінювання несправного стану колісних вузлів автомобіля за параметрами власних коливань непідресорених мас.

Основний матеріал. Відносна амплітуда вимушеного коливання підресореної маси (основи, кузова з вантажем, кабіни), що припадає на колесо, описується рівнянням [2]:

$$z_n = \frac{z_a}{q_0} = w_0 \sqrt{\frac{4y_0^2 n^2 + w_0^2}{(w_0^2 - n^2)^2 + 4y_0^2 w_0^2 n^2}} \cdot \frac{w_k^2}{\sqrt{(w_k^2 - n^2)^2 + 4y_k^2 w_k^2 n^2}}, \quad (1)$$

де z_a – амплітуда вертикального переміщення підресореної маси; q_0 – амплітуда нерівності, що спричиняє вертикальне переміщення колеса; ω_0 – парціальна частота підресореної маси; ψ_0 – відносний коефіцієнт згасання коливань підресореної маси; v – частота дії збурювальної сили; ω_k – парціальна частота непідресорених мас; ψ_k – відносний коефіцієнт згасання коливань підресорених мас.

Парціальну частоту підресореної ω_0 та непідресореної ω_k мас визначають за формулами [2, 3, 4]:

$$w_0 = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{c_p}{m_{n0}}}; \quad (2)$$

$$w_k = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{c_p + c_u}{m_{nn}}}, \quad (3)$$

де c_p , c_u – відповідно, жорсткість пружних елементів підвіски та шин; m_{n0} , m_{nn} – відповідно, значення підресореної та непідресореної мас.

Відносний коефіцієнт згасання коливань підресореної ψ_0 та непідресореної ψ_k мас визначають [2] за формулами:

$$y_0 = \frac{k}{2w_0 m_{n0}} = \frac{h_0}{2w_0}; \quad (4)$$

$$y_k = \frac{k}{2w_k m_{nn}} = \frac{h_k}{2w_k}, \quad (5)$$

де k – коефіцієнт непружного опору підвіски; $h_0 = \frac{k}{m_{n0}}$; $h_k = \frac{k}{m_{nn}}$ – відповідно, парціальні коефіцієнти опору підвіски для підресореної та непідресореної мас.

За умови однакових, хвилеподібно розташованих нерівностей на опорній поверхні колеса, частоту дії збурювальної сили ($\Gamma\zeta$) визначають [2] за формулою

$$n = \frac{V}{l_n}, \quad (6)$$

де V – швидкість руху автомобіля, м/с; l_n – довжина нерівності на опорній поверхні колеса, м.

У випадку резонансу, якщо $v = \omega_0$, відносна амплітуда вимушеного коливання підресореної маси, як впливає із формули (1):

$$z_n = w_0 \sqrt{\frac{4y_0^2 w_0^2 + w_0^2}{(w_0^2 - w_0^2)^2 + 4y_0^2 w_0^4}} \cdot \frac{a^2 w_0^2}{\sqrt{(a^2 w_0^2 - w_0^2)^2 + 4a^2 y_k^2 w_0^4}} = \frac{a^2}{2y_0} \sqrt{\frac{4y_0^2 + 1}{(a^2 - 1)^2 + 4a^2 y_k^2}}, \quad (7)$$

де $a = \omega_k / \omega_0$.

Аналогічно, якщо $v = \omega_k$, відносна амплітуда вимушеного коливання підресореної маси:

$$z_n = w_0 \sqrt{\frac{4y_0^2 a^2 w_0^2 + w_0^2}{(w_0^2 - a^2 w_0^2)^2 + 4y_0^2 w_0^4 a^2}} \cdot \frac{a^2 w_0^2}{\sqrt{(w_k^2 - w_k^2)^2 + 4a^4 y_k^2 w_0^4}} = \frac{1}{2y_k} \sqrt{\frac{4a^2 y_0^2 + 1}{(1 - a^2)^2 + 4a^2 y_0^2}}. \quad (8)$$

Маючи значення переміщення підресорених мас, на підставі формул (7) і (8) можна визначити їхню віброшвидкість і віброприскорення:

$$\dot{z}_n / q_0 = z_n n \cos(nt + j_n) \quad (9)$$

$$\ddot{z} / q_0 = -z_n n^2 \sin(n + j_n)$$

На основі рівнянь (1), (7)–(9) можна зробити деякі висновки стосовно особливостей сталих вимушених коливань автомобіля.

1. Сталі вимушені коливання відбуваються з частотою дії збурювальної сили. Це загальновідомі властивості коливальних систем, незалежно від умов, у яких вони відбуваються, та величини непружного опору підвіски.

2. Амплітуда сталих вимушених коливань підресореної маси не залежить від часу та початкових умов. З часом вони не змінюються і, відповідно, сталі вимушені коливання за наявності у системі непружного опору не згасають, як вільні коливання.

3. За постійних значень ψ_0 і ω_0 амплітуда вимушених коливань підресореної маси залежить від співвідношення між частотою власних коливань та частотою дії збурювальної сили. Найбільше значення амплітуди вимушених коливань підресореної маси спостерігається, якщо значення частоти дії збурювальної сили ν близькі до ω_0 (низькочастотний резонанс). Якщо значення частоти дії збурювальної сили ν близьке до частоти власних коливань непідресорених мас ω_k (високочастотний резонанс) спостерігається порівняно незначне збільшення переміщення підресореної маси, однак при цьому значно збільшується її пришвидшення (рис. 1) [2].

На рис. 1 [2] наведено приклад амплітудно-частотної характеристики підвіски вантажного автомобіля, на якій спостерігаються дві резонансні частоти, відповідно при $\nu = \omega_0$ і $\nu = \omega_k$, де ζ_a – амплітуда вертикального переміщення непідресореної маси.

Приклад значень власних частот підресореної та непідресореної мас автомобілів, за ефективного функціонування їхніх підвісок, наведено у таблиці [2].

Значення власних частот підресореної та непідресореної мас автомобілів

Тип автомобіля	Власна частота коливань мас, Гц	
	підресореної	непідресореної
Легковий	0,8 – 1,3	8,0 – 12,0
Вантажний	1,2 – 1,8	6,5 – 9,0
Автобус (дані автора)	1,0 – 1,3	6,5 – 11,0

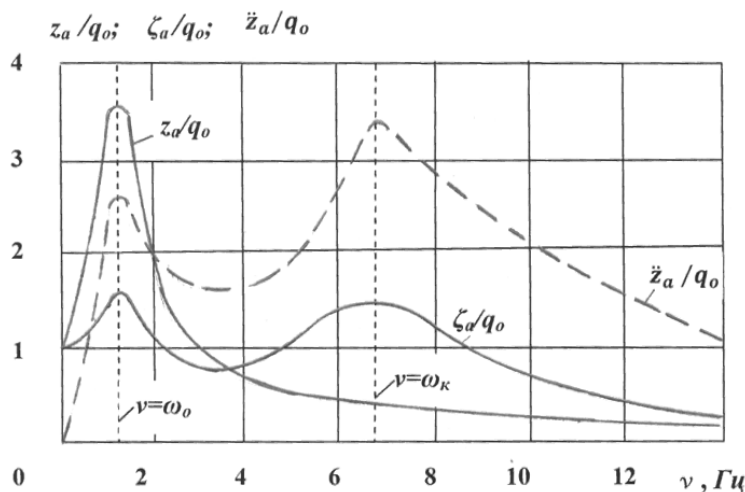


Рис. 1. Амплітудно-частотна характеристика підвіски автомобіля

Амплітуда пришвидшень підресореної маси теж має два максимуми (рис. 1). Причиною збільшення цієї амплітуди за високочастотного резонансу ($\nu = \omega_k$) є вплив непідресореної маси. Вона впливає на пришвидшення підресореної маси значно більше, ніж на переміщення. Теоретично це пояснюється тим, що амплітуда пришвидшення пропорційна до квадрата частоти коливання (формули (9)), що спричинює значні резонансні пришвидшення підресореної маси.

Якщо наявний дисбаланс коліс чи зазорів у підшипниках їх маточин, що спричинюють виникнення дисбалансу півосей і коліс разом із маточинами, виникають вібраційні навантаження

коліс і, відповідно, підвіски та підресореної маси з частотами, значення яких може збігатися із значенням власних частот підресореної та непідресореної мас автомобіля. Процес вібраційного навантаження від дисбалансу буде аналогічним коченню колеса по опорній поверхні з однаковими, хвилеподібно розташованими нерівностями. При цьому виникнуть резонансні коливання, характер яких описується рівняннями (7) і (8).

Частоту вібраційного навантаження ($\Gamma\zeta$) підресореної маси від дисбалансу колеса можна визначити за формулою

$$f_{\kappa} = \frac{n_{\text{дв}}}{60u_o u_{\text{кп}}}, \quad (10)$$

де $n_{\text{дв}}$ – частота обертання колінчатого вала двигуна, хв^{-1} ; u_o , $u_{\text{кп}}$ – відповідно, передавальне відношення головної передачі та коробки перемикачів передач.

Як приклад, розраховані за формулами (2), (3) і (10) значення частот ймовірного вібраційного коливання непідресореної маси міжміського автобуса ЛАЗ-42078 (у спорядженому стані, без пасажирів), спричиненого, наприклад, дисбалансом коліс, наведено на рис. 2, де $\omega_o = 1,16 \text{ Гц}$ – власна частота підресореної маси (кузова); $\omega_{\text{кп}} = 6,77$ і $\omega_{\text{кз}} = 7,72$ – відповідно власна частота передньої і задньої підвісок, Гц ; $f_{\kappa 1}$, ..., $f_{\kappa 5}$ – частота коливання, спричинена обертанням коліс, відповідно, на першій ($u_{\text{кп}1} = 5,22$), другій ($u_{\text{кп}2} = 2,9$), третій ($u_{\text{кп}3} = 1,52$), четвертій ($u_{\text{кп}4} = 1,0$) і п'ятій ($u_{\text{кп}5} = 0,71$) передачах, Гц , якщо $u_o = 4,78$.

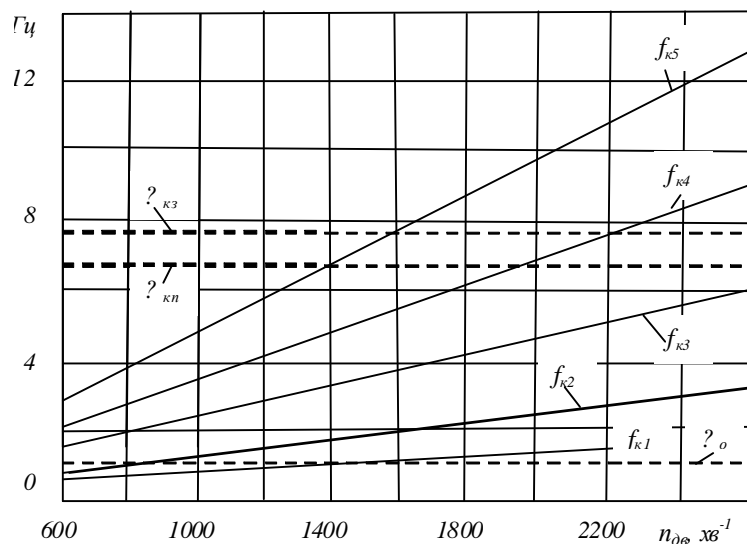


Рис. 2. Частотний спектр коливань непідресореної маси автобуса

На рис. 2 бачимо, що на п'ятій передачі коливання, спричинені ймовірним дисбалансом коліс, в частотному діапазоні обертання коліс, що відповідає частоті обертання колінчатого вала двигуна $n_{\text{дв}} = 1390 - 1580 \text{ хв}^{-1}$, збігаються із частотами власних коливань непідресорених мас передньої і задньої підвісок. У зазначеному швидкісному діапазоні, за наявності збурювальної сили, спричиненої дисбалансом, виникнуть резонансні коливання непідресорених мас, які значно збільшать пришвидшення підресореної маси, що суб'єктивно сприйматиметься як відчутні вібрації кузова автобуса. Аналогічні процеси відбудуться і в русі на четвертій передачі, однак резонансні коливання непідресорених мас виникнуть, якщо частота обертання колінчатого вала двигуна буде близькою до максимального значення (2200 хв^{-1}), що в нормальних умовах руху практично не досягається. Під час руху на нижчих передачах резонансні коливання непідресорених мас не виникають (рис.2). У наведеному прикладі, в русі із певною швидкістю на другій і першій передачах, можливе виникнення резонансних коливань лише підресорених мас.

За аналогією із коченням колеса по однакових, хвилеподібно розташованих послідовних нерівностях на опорній поверхні, при навантаженні колеса від дисбалансу довжина адекватної «нерівності» повинна дорівнювати довжині кола колеса L . Наприклад, згідно з наведеними вище

даними швидкість руху автобуса на момент виникнення резонансу – початок резонансного швидкісного діапазону ($n_{об}=1390 \text{ хс}^{-1}$):

$$V = \frac{pn_{об}r_k}{30u_{о}u_{кн5}} = \frac{3,14 \cdot 1390 \cdot 0,51}{30 \cdot 4,78 \cdot 0,71} = 21,863 \text{ м/с},$$

де $r_k = 0,51 \text{ м}$ – радіус кочення колеса. Тоді за формулою (6) отримаємо:

$$l_n = \frac{V}{n} = \frac{21,863}{6,77} = 3,23 \text{ м}.$$

Аналогічно, в кінці резонансного швидкісного діапазону ($n_{об}=1580 \text{ хс}^{-1}$):

$$V = \frac{pn_{об}r_k}{30u_{о}u_{кн5}} = \frac{3,14 \cdot 1580 \cdot 0,51}{30 \cdot 4,78 \cdot 0,71} = 24,851 \text{ м/с} \text{ і } l_n = \frac{V}{n} = \frac{24,851}{7,72} = 3,22 \text{ м};$$

$$L = 2\pi r_k = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,51 = 3,2 \text{ м}, \text{ тобто } l_n = L.$$

Як впливає із наведеного, за наявності на дорожньому покритті однакових, хвилеподібно розташованих послідовних нерівностей, довжина яких дорівнює довжині кола колеса автомобіля, під час руху із певною швидкістю виникнуть резонансні коливання невіднесорених мас, що спричинять значні вібраційні навантаження кузова.

Отже, маючи значення допустимих рівнів вібраційного навантаження балок осей чи кузова автомобіля при справному стані коліс та ланок їх привода – «піввісь – маточина – колесо» в діапазоні частот $f_k = \omega_{кн} \div \omega_{кз}$, при перевищенні допустимих значень вібрацій можна констатувати несправність коліс (наприклад – дисбаланс) чи ланок їх привода (піввісь, підшипники, маточина). Вказаний діапазон частот f_k елементарно моделюється на діагностичних стендах.

Реалізацію даних теоретичних викладок апробовано практично. Під час приймально-здавальних випробувань партії автобусів ЛАЗ-42078, в русі на п'ятій передачі з швидкістю $78 \div 90 \text{ км/год}$ виникали значні, суб'єктивно відчутні вібрації в салоні: вібраційні коливання підлоги, каркасів пасажирських сидінь, кермової колонки. За результатами перевірки технічного стану двигунів, агрегатів трансмісії, дисбалансу коліс причини виникнення вібрацій не встановлено. Після зняття маточин коліс із ведучих мостів було виявлено, що фірма-виробник мостів у маточинах встановила підшипники із невідповідною рухомою посадкою – внутрішні кільця підшипників встановлені на шийках балок мостів із навіть суб'єктивно відчутним зазором, на шийках були сліди локального перегріву через прокручування (ковзання) внутрішніх кілець на посадкових місцях. Після заміни підшипників маточин і встановлення їх із необхідною посадкою кілець вібрації усунули.

Висновки. 1. На вібраційне навантаження кузова автомобіля (автобуса) істотно впливає невіднесорена маса, якщо її власні коливання збігаються з частотою збурювальної сили (наприклад, нерівностей дороги чи дисбалансу системи привода коліс: «піввісь – маточина – колесо»).

2. Досліджено вплив невіднесорених мас на вібраційне навантаження кузова автомобіля. Наведено теоретичні викладки, що обґрунтовують можливість оцінювання технічного стану коліс автомобіля та ланок їх привода за параметрами власних коливань невіднесорених мас.

1. Канарчук В. Е., Лудченко О. А., Чигринцев А. Д. *Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Кн. 1.* – К.: Вища шк., 1994. – 342 с. 2. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. *Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство"*. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с. 3. Тольский В. Е. *Виброакустика автомобиля.* – М.: Машиностроение, 1988. – 144 с. 4. Тольский В. Е. *Колебания силового агрегата автомобиля / В. Е. Тольский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев и др.* – М.: Машиностроение, 1976. – 266 с. 5. Харазов А. М., Гернер В. С., Зарицкий З. А. *Современные средства диагностирования тягово-экономических показателей автомобилей.* – М.: Высш. школа, 1990. – 63 с. 6. Харазов А.М. *Диагностическое обеспечение технического обслуживания и ремонта автомобилей.* – М.: Высш. школа, 1990. – 208 с.