

Рамна конструкція полегшує складання автомобіля на заводі, в результаті знижуючи собівартість: усі основні агрегати підбираються на рамі, після чого на неї опускається також підібраний на окремому конвеєрі кузов з салоном і оздобленням, що простіше, ніж кріпити агрегати окремо на несучому кузові, для чого його доводиться часто повертати набік і назад кілька разів у ході збирання автомобіля.

До недоліків рамної конструкції можна віднести: розділення функцій рами та кузова призводить до істотного збільшення маси щодо несучого кузова; у легковому автомобілі лонжерони, що проходять під кузовом, рами «з'їдають» значну частину обсягу пасажирського салону; навіть у разі периферійної рами, пороги кузова виявляються за перерізом істотно більше, ніж у несучого, через необхідність забезпечення певного зазору між лонжероном рами та підлогою кузова, що ускладнює посадку в автомобіль і зменшує корисний об'єм його салону.

Література

1. Запорожець О.І., Бойченко С.В., Матвєєва О.Л., Шаманський С.Й., Дмитруха Т.І., Маджд С.М.. Навчальний посібник «Транспортна екологія», 2017 р., Київ. С. 509.
2. Перович Л.М., Сай В.М., Маланчук М.С.. «Теоретичні засади землеустрою», 2015 р., Львів. С. 236.
3. Бойченко С.В.. Навчальний посібник «Екологістика, рециклінг і утилізація транспорту», 2023р., Київ. С. 266.

ВЗАЄМОДІЯ ПОВНОПРИВІДНОГО АВТОМОБІЛЯ ЗІ СТЕНДОМ ПРИ ТЯГОВИХ ВИПРОБУВАННЯХ

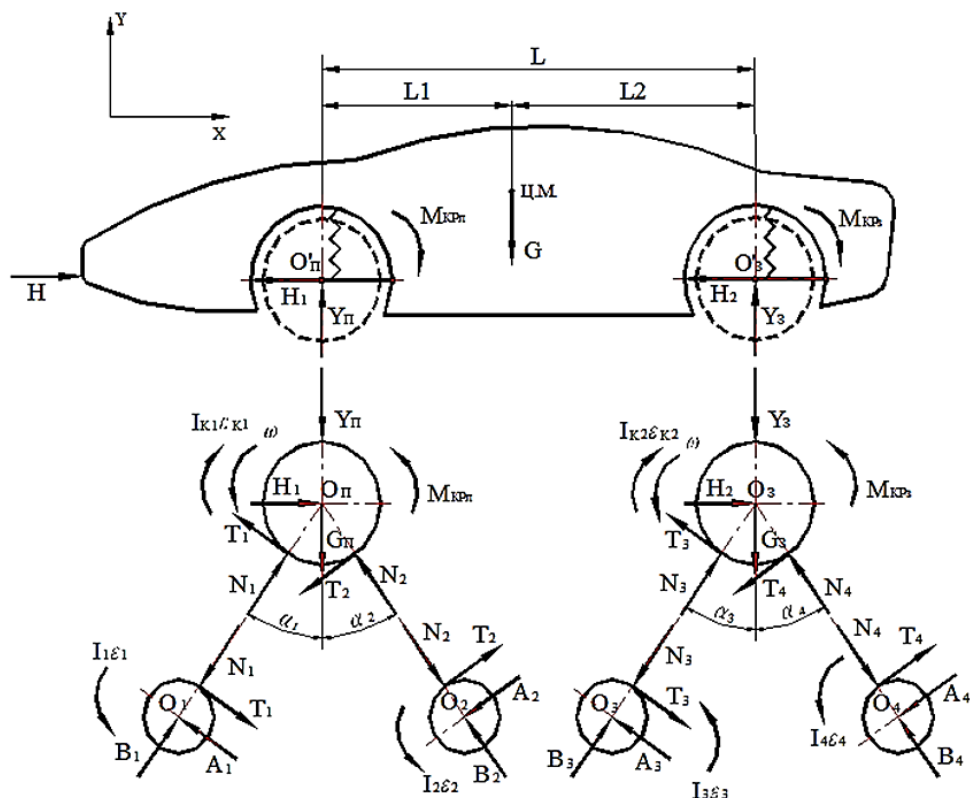
Мармут Ігор Арнольдович, канд. техн. наук, доцент каф. технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. Говоруценка М.Я.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: mia2005.62@ukr.net, ORCID: [0000-0003-4661-1336](https://orcid.org/0000-0003-4661-1336)

Себко Дмитро Павлович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: dsebko@gmail.com

Тищенко Валентин Андрійович, магістрант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: valik2232001@gmail.com

Для оцінки стану силового агрегату та трансмісії автомобілів з повним приводом застосовують динамометричні стенди з під'єднанням навантажувального пристрою до ступиць коліс. Це потребує зняття коліс та досить тривалого часу на підготовку до діагностування [1]. Найбільш технологічними є стенди

роликового типу. Основним функціональним показником роликового стенда є коефіцієнт використання навантаження q [2]. Для визначення залежностей цього параметра від діючих сил виконаємо силовий аналіз системи «автомобіль-стенд» з урахуванням всіх складових. Розрахункова схема системи представлена на рис. 1.



$M_{крп}$, $M_{крз}$ – крутні моменти на передньому і задньому колесах; G , $G_{п}$, $G_{з}$ – відповідно ваги кузова без переднього і заднього мостів і коліс, переднього і заднього мостів з колесами; H_1 , $Y_{п}$ – складові зусилля в передній підвісці; H_2 , Y_3 – складові зусилля в задній підвісці; H – зусилля в кріпильному з'єднанні

Рисунок 1 – Схема сил і моментів у системі «автомобіль-стенд» при тягових випробуваннях повнопривідного автомобіля на інерційному стенді

Для аналізу силової моделі цієї системи складемо рівняння рівноваги коліс і кузова, а також рівняння руху коліс і роликів.

Рівновага переднього колеса:

$$\Sigma X = -T_1 \cdot \cos \alpha_1 - T_2 \cdot \cos \alpha_2 + N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 + H_1 = 0, \quad (1)$$

$$\Sigma Y = T_1 \cdot \sin \alpha_1 - T_2 \cdot \sin \alpha_2 + N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 - (Y_{п} + G_{п}) = 0. \quad (2)$$

Рівновага заднього колеса:

$$\Sigma X = -T_3 \cdot \cos \alpha_3 - T_4 \cdot \cos \alpha_4 + N_3 \cdot \sin \alpha_3 - N_4 \cdot \sin \alpha_4 + H_2 = 0, \quad (3)$$

$$\Sigma Y = T_3 \cdot \sin \alpha_3 - T_4 \cdot \sin \alpha_4 + N_3 \cdot \cos \alpha_3 + N_4 \cdot \cos \alpha_4 - (Y_3 + G_3) = 0. \quad (4)$$

Рівновага кузова:

$$\begin{aligned} \Sigma X = -H_1 - H_2 + H = 0, \quad \Sigma Y = -G + Y_{\Pi} + Y_3 = 0, \\ \Sigma M_{O'_3} = M_{\text{КР}\Pi} + M_{\text{КР}3} + Y_{\Pi} \cdot L - G \cdot L_2 = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Рух передніх коліс:

$$-M_{\text{КР}\Pi} + I_{\text{К}1} \cdot \varepsilon_{\text{К}1} + (T_1 + T_2) = 0. \quad (6)$$

Рух задніх коліс:

$$-M_3 + I_{\text{К}2} \cdot \varepsilon_{\text{К}2} + (T_3 + T_4) = 0. \quad (7)$$

Рух роликів:

$$\begin{aligned} -I_1 \cdot \varepsilon_1 + T_1 \cdot r = 0, \quad -I_2 \cdot \varepsilon_2 + T_2 \cdot r = 0, \\ -I_3 \cdot \varepsilon_3 + T_3 \cdot r = 0, \quad -I_4 \cdot \varepsilon_4 + T_4 \cdot r = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Очевидно, що система є статично невизначеною через наявність невідомих – горизонтальних реакцій у підвісках обох осей H_1 і H_2 . З формул (8) маємо:

$$T_1 = \frac{m_1 \cdot M_{\text{КР}\Pi}}{m_{\text{С}1} \cdot R}, \quad T_2 = \frac{m_2 \cdot M_{\text{КР}\Pi}}{m_{\text{С}1} \cdot R}, \quad T_3 = \frac{m_3 \cdot M_{\text{КР}3}}{m_{\text{С}2} \cdot R}, \quad T_4 = \frac{m_4 \cdot M_{\text{КР}3}}{m_{\text{С}2} \cdot R}. \quad (9)$$

Горизонтальні реакції H_1 і H_2 знаходимо за формулами:

$$H_1 = h_1 \cdot M_{\text{КР}\Pi}; \quad H_2 = h_2 \cdot M_{\text{КР}3}. \quad (10)$$

Вертикальні зусилля в передній і задній підвісках:

$$Y_{\Pi} = \frac{G \cdot L_2 - (M_{\text{КР}\Pi} + M_{\text{КР}3})}{L}; \quad Y_3 = \frac{G \cdot L_1 + (M_{\text{КР}\Pi} + M_{\text{КР}3})}{L}. \quad (11)$$

Навантаження на колеса:

$$G_{\Pi} = Y_{\Pi} + G_{\Pi} = G_{\text{ПСТ}} - \frac{M_{\text{КР}\Pi} + M_{\text{КР}3}}{L}; \quad G_3 = Y_3 + G_3 = G_{3\text{СТ}} + \frac{M_{\text{КР}\Pi} + M_{\text{КР}3}}{L}. \quad (12)$$

Радіальні реакції N_1, N_2, N_3, N_4 при тягових випробуваннях визначаємо зі спільного рішення пар рівнянь (1) і (2), (3) і (4) для симетричної схеми стенда ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha, \alpha_3 = \alpha_4 = \alpha$):

$$N_1 = \frac{M_{\text{КР}\Pi} \cdot \left[\frac{-h_1}{\text{tg}\alpha'} + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{m_{\text{С}1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} + m_2 \right] + G_{\text{ПСТ}} \cdot \frac{M_{\text{КР}\Pi} + M_{\text{КР}3}}{L}}{2 \cdot \cos \alpha'}; \quad (13)$$

$$N_2 = \frac{M_{\text{КР}\Pi} \cdot \left[\frac{h_1}{\text{tg}\alpha'} - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{m_{\text{С}1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{\text{ПСТ}} \cdot \frac{M_{\text{КР}\Pi} + M_{\text{КР}3}}{L}}{2 \cdot \cos \alpha'}; \quad (14)$$

$$N_3 = \frac{M_{\text{КРЗ}} \cdot \left[\frac{-h_2}{\text{tg} \alpha''} + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'' + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha''} \right] + G_{3\text{CT}} + \frac{M_{\text{КРП}} + M_{\text{КРЗ}}}{L}}{2 \cdot \cos \alpha''}; \quad (15)$$

$$N_4 = \frac{M_{\text{КРЗ}} \cdot \left[\frac{h_2}{\text{tg} \alpha''} - \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha''}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha''} \right] + G_{3\text{CT}} + \frac{M_{\text{КРП}} + M_{\text{КРЗ}}}{L}}{2 \cdot \cos \alpha''}. \quad (16)$$

Трансмисії деяких повнопривідних автомобілів містять системи, які дозволяють розподіляти крутний момент з певним співвідношенням. Для загального випадку і простоти розрахунку приймаємо, що крутні моменти на передньому і задньому колесах однакові:

$$M_{\text{КРП}} = M_{\text{КРЗ}}. \quad (17)$$

Зі збільшенням крутних моментів $M_{\text{КРП}}$ і $M_{\text{КРЗ}}$ зростають прискорення і сили $T_1, T_2, T_3, T_4, N_1, N_3$, а сили N_2 і N_4 знижуються. При деяких значеннях $M_{\text{КРП}}$ і $M_{\text{КРЗ}}$ вони зменшаться настільки, що сил зчеплення виявиться недостатньо.

Враховуючи умову прослизання ($T_2 = \varphi \cdot N_2$ і $T_4 = \varphi \cdot N_4$) після підстановок і перетворень отримуємо в загальному виді величини критичних крутних моментів при яких настає «відривання» шин від задніх роликів для переднього і заднього блоків стнда:

$$M_{\text{КРП1}} = \frac{\phi \cdot G_{\text{ПСТ}} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot \left(\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\text{tg} \alpha_2} \right) - \phi \cdot \left[m_{C1} \cdot R \cdot \left(\frac{-h_1}{\text{tg} \alpha_2} \cdot L - 2 \right) + \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2 \cdot L}{\sin \alpha_2} \right]}; \quad (18)$$

$$M_{\text{КРП2}} = \frac{\phi \cdot G_{\text{ПСТ}} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot \left(\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\text{tg} \alpha_1} \right) - \phi \cdot \left[m_{C1} \cdot R \cdot \left(\frac{h_1}{\text{tg} \alpha_1} \cdot L - 2 \right) - \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1} \cdot L \right]}; \quad (19)$$

$$M_{\text{КРЗ3}} = \frac{\phi \cdot G_{3\text{CT}} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot \left(\cos \alpha_3 + \frac{\sin \alpha_3}{\text{tg} \alpha_4} \right) - \phi \cdot \left[m_{C2} \cdot R \cdot \left(\frac{-h_2}{\text{tg} \alpha_4} \cdot L + 2 \right) + \frac{m_2 \cdot (\cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_2 \cdot \sin \alpha_4) + m_4 \cdot L}{\sin \alpha_4} \right]}; \quad (20)$$

$$M_{\text{КРЗ4}} = \frac{\phi \cdot G_{3\text{CT}} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot \left(\cos \alpha_4 + \frac{\sin \alpha_4}{\text{tg} \alpha_3} \right) - \phi \cdot \left[m_{C2} \cdot R \cdot \left(\frac{h_2}{\text{tg} \alpha_3} \cdot L + 2 \right) - \frac{m_2 + m_4 \cdot (\cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_4 + \sin \alpha_2 \cdot \sin \alpha_4)}{\sin \alpha_3} \cdot L \right]}. \quad (21)$$

В загальному вигляді умовний коефіцієнт використання навантаження:

$$q_{\text{КРПум}} = \frac{M_{\text{КРП}}}{G_{\text{ПСТ}} \cdot R}; \quad q_{\text{КРЗум}} = \frac{M_{\text{КРЗ}}}{G_{3\text{CT}} \cdot R}. \quad (22)$$

Після підстановок і перетворень отримаємо:

$$q_{\text{КРП1}} = \frac{\phi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot \left(\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\text{tg} \alpha_2} \right) - \phi \cdot \left[m_{C1} \cdot R \cdot \left(\frac{-h_1}{\text{tg} \alpha_2} \cdot L - 2 \right) + \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2 \cdot L}{\sin \alpha_2} \right]}; \quad (23)$$

$$q_{\text{КРП2}} = \frac{\phi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot \left(\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\text{tg} \alpha_1} \right) - \phi \cdot \left[m_{C1} \cdot R \cdot \left(\frac{h_1}{\text{tg} \alpha_1} \cdot L - 2 \right) - \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1} \cdot L \right]}; \quad (24)$$

$$Q_{\text{КР}33} = \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot (\cos \alpha_3 + \frac{\sin \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_4}) - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha_4} \cdot L + 2) + \frac{m_2 \cdot (\cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_2 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{\sin \alpha_4} \cdot L]}; \quad (25)$$

$$Q_{\text{КР}34} = \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot (\cos \alpha_4 + \frac{\sin \alpha_4}{\operatorname{tg} \alpha_3}) - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha_3} \cdot L + 2) - \frac{m_2 + m_4 \cdot (\cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_4 + \sin \alpha_2 \cdot \sin \alpha_4)}{\sin \alpha_2} \cdot L]}. \quad (26)$$

Для стенда симетричної схеми вищезазначені залежності приймуть вид:

$$M_{\text{КР}П1} = \frac{\phi \cdot G_{\text{ПСТ}} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (27)$$

$$M_{\text{КР}П2} = \frac{\phi \cdot G_{\text{ПСТ}} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (28)$$

$$M_{\text{КР}33} = \frac{\phi \cdot G_{\text{ЗСТ}} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_4}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (29)$$

$$M_{\text{КР}34} = \frac{\phi \cdot G_{\text{ЗСТ}} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (30)$$

$$Q_{\text{КР}П1} = \frac{\phi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (31)$$

$$Q_{\text{КР}П2} = \frac{\phi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (32)$$

$$Q_{\text{КР}33} = \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_4}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (33)$$

$$Q_{\text{КР}34} = \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]}. \quad (34)$$

Висновки

При аналізі взаємодії повнопривідного автомобіля з повноопорним роликівим стендом інерційного типу в режимі тягових випробувань враховані всі діючі сили та моменти в системі «автомобіль-стенд». Це дає можливість підвищити точність діагностування автомобілів з повним приводом.

Література

1. ROTOTEST CHASSIS DYNAMOMETERS. Available: https://toyotechus.com/automotive_measurement/rototest-microsite/. Accessed on: February 19, 2024.

2. М.Я. Говорущенко, В.П. Волков, Е.Х. Рабінович, І.А. Мармут, В.О. Зуєв, Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок та конструювання): монографія. Харків, Україна: ХНАДУ, 2009, 344 с.