

Аналіз керованості тривісних вантажних автомобілів

Колесник Владислав Миколайович, ст.гр. А-15т1-18

Бобошко Олександр Андрійович, к.т.н., доц.

Досліджено вплив лінійної швидкості руху тривісного автомобіля в сталому режимі повороту на його керованість. Визначено оптимальну величину бази балансирующего візка за умовою забезпечення керованості.

Ключові слова: автомобіль, керованість, маневр, поворот, кут уводу.

Вступ

Під керованістю в теорії автомобіля необхідно розуміти здатність машини здійснювати маневр, зберігаючи всі параметри, які задає водій. Якщо розглядати ситуацію руху автомобіля по прямій, то водій буде змушений впливати на кермове колесо для компенсації відхилень передбачуваного курсового кута під впливом різних зовнішніх і внутрішніх факторів.

Тривісні автомобілі одержали широке поширення як армійські автомобілі, що рухаються бездоріжжям. Наявність третього мосту забезпечує зниження навантаження на шини й тиск на ґрунт у місцях контакту шин з дорогою. Це сприяє підвищенню прохідності автомобілів під час руху бездоріжжям. З іншого боку, наявність додаткового моста призводить до зниження ККД трансмісії, збільшення витрати палива, погіршення стійкості й керованості тривісних машин під час руху дорогами із твердим покриттям.

Аналіз останніх досягнень і публікацій

Уперше поняття керованості сформульоване Є. О. Чудаковим у роботі [1]. Автор має на увазі під керованістю автомобіля його здатність при русі точно додержуватися повороту керованих коліс. Погана керованість автомобіля характеризується прагненням автомобіля мимовільно змінювати

напрямки руху, а при повороті кермового колеса рухатися по кривій, що не точно відповідає повороту керованих коліс.

Подальший розвиток теорія керованості одержала в роботі [2]. У роботі Я. Х. Закіна [3] термін керованість використався неодноразово, але формулювання цього поняття автор не приводив, а його зміст не збігався з формулюванням Є. О. Чудакова.

У монографії [4] автори характеризують керованість як важливу експлуатаційну властивість, що визначає безпеку руху. Критерієм керованості, як було відзначено в роботі [4], є кутове прискорення автомобіля. Кутова швидкість автомобіля є критерієм його повороткості. Становить інтерес коефіцієнт керованості тривісного автомобіля при русі його в сталому режимі повороту на прикладі самоскида КрАЗ-65032 в тривісному виконанні (див. рис. 1).



Рис. 1. Автомобіль КрАЗ-65032 (самоскид) в тривісному виконанні

Мета й постановка задач дослідження

Метою дослідження є аналіз керованості тривісних вантажних автомобілів.

Для виконання заданої мети необхідно вирішити наступну задачу:

– визначити коефіцієнт керованості тривісного автомобіля при русі його в сталому режимі повороту.

Аналіз керованості тривісних вантажних автомобілів

На рис. 1 наведено схему повороту повнопривідних автомобілів у тривісному виконанні.

Для тривісного автомобіля рівняння для повертального моменту, має вигляд

$$M_{нов} = R_{k_1} \cdot a \cdot \sin \alpha + R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$

а рівняння для моменту опору має вигляд

$$M_{comp} = (R_{\delta_2} + R_{\delta_3}) \cdot b + \frac{A}{2} \cdot (R_{\delta_3} - R_{\delta_2}) = R_T \cdot b + \Delta R_{\delta} \cdot A, \quad (2)$$

де $R_{\delta_2}, R_{\delta_3}$ – бічні реакції дороги на колесах середньої й задньої осей (див. рис. 1);

A - відстань між середньою й задньою осями (база балансиру вантажівки);

ΔR_{δ} - додаткова бічна реакція на колесах середнього й заднього мостів обумовлена кінематичною невідповідністю траєкторій їхнього руху (див. рис. 1)

$$\Delta R_{\delta_2} = -\Delta R_{\delta_3}; \quad (3)$$

$$\Delta R_{\delta} = |\Delta R_{\delta_2}| = |\Delta R_{\delta_3}| = \frac{R_{\delta_3} - R_{\delta_2}}{2}. \quad (4)$$

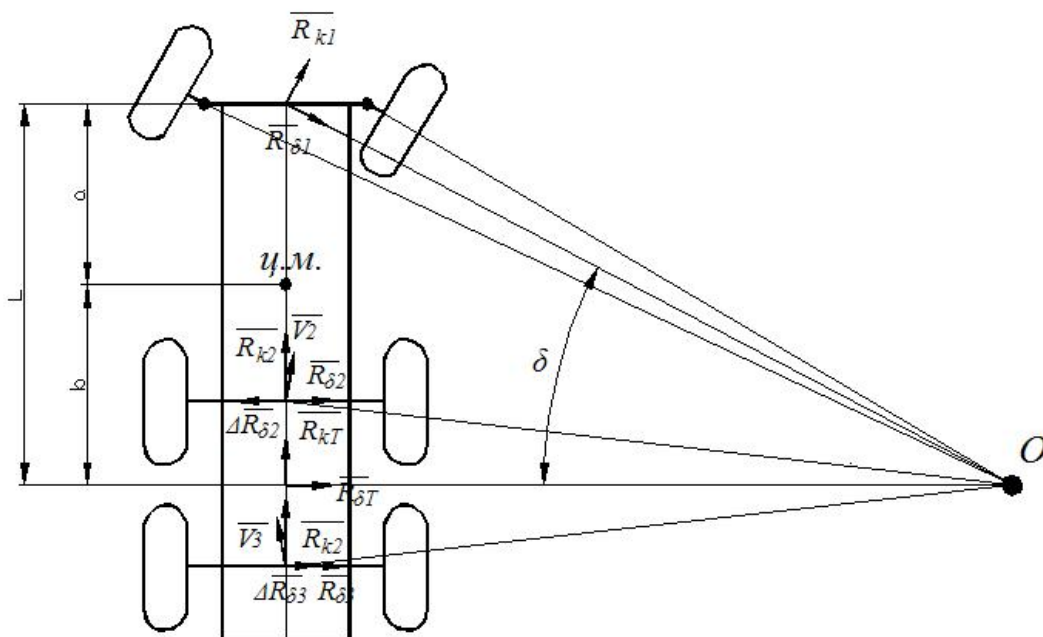


Рис. 1. Схема повороту тривісного повнопривідного автомобіля

Кути відведення середньої й задньої осей

$$|\delta_2| = |\delta_3| = \delta = \frac{\Delta R_\delta}{K_y}, \quad (5)$$

де δ_2, δ_3 - кути відведення середньої й задньої осей;

K_y - коефіцієнт опору відведенню осі (середньої або задньої).

Бічні реакції на колесах середньої й задньої осей

$$R_{\delta 2} = 0,5 R_{\delta T} - \Delta R_\delta; \quad (6)$$

$$R_{\delta 3} = 0,5 R_{\delta T} + \Delta R_\delta; \quad (7)$$

де $R_{\delta T}$ - сумарна бічна реакція на колесах середньої й задньої осей (заднього балансірного візка).

Кути відведення середньої й задньої осей (див. рис. 1)

$$\delta \cong \frac{A}{2R}, \quad (8)$$

де R - радіус повороту машини (відстань $\overline{OH}$ – див. рис. 1).

Вираз (2) з урахуванням (3), (4), (5), (6), (7) матиме вигляд (приймаючи $R_T = R_{\delta_2}$)

$$M_{comp} = m \cdot b \cdot \left[\frac{(a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b)}{L^2} \cdot \overline{tg \alpha} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h}{a} \right) \cdot \overline{tg \alpha} + \right. \\ \left. + V_{x1} \cdot \frac{(a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b)}{L^2 \cdot \cos^2 \overline{\alpha}} \cdot \frac{d\overline{\alpha}}{dt} \right] + \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot L} \cdot \overline{tg \alpha}. \quad (9)$$

Коефіцієнт керованості тривісного автомобіля

$$K_{ynp} = \frac{a}{b} \cdot \frac{\overline{tg \alpha} \cdot (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \cdot (b + f \cdot h) \cdot \overline{tg \alpha} + V_{x1} \cdot \frac{(b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b)}{\cos^2 \overline{\alpha}} \cdot \frac{d\overline{\alpha}}{dt}}{\overline{tg \alpha} (ab - i_z^2 - fhb) \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 (a - fh) \overline{tg \alpha} + V_{x1} \frac{(ab - i_z^2 - fhb)}{\cos^2 \overline{\alpha}} \frac{d\overline{\alpha}}{dt} + \frac{A^2 K_y L}{2 \cdot m \cdot b} \overline{tg \alpha}}. \quad (10)$$

У сталому режимі повороту, тобто при $\overline{\alpha} = const$

$$K_{ynp} = \frac{a}{b} \cdot \frac{(b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{dV_{x1}}{df} + V_{x1}^2 \cdot (b + f \cdot h)}{(a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{dV_{x1}}{df} + V_{x1}^2 \cdot (a - f \cdot h) + \frac{A^2 \cdot K_y \cdot L}{2 \cdot m \cdot b}}. \quad (11)$$

У сталому режимі руху й повороту при $\overline{\alpha} = const$ й $V_{x1} = const$

$$K_{y_{np}} = \frac{1 + f \cdot h / b}{1 - f \cdot h / a + \frac{A^2 \cdot K_y \cdot L}{2 \cdot V_{x1}^2 \cdot m \cdot a \cdot b}}. \quad (12)$$

Зі співвідношення (12) видно, що зі зростанням лінійної швидкості руху в сталому режимі повороту керованість тривісного автомобіля поліпшується (зростає $K_{кер}$).

Визначимо умову керованості тривісного автомобіля. Цією умовою є одержання $K_{y_{np}} \geq 1$. Права частина рівняння (10) більша або дорівнює одиниці у випадку

$$(i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \left(\frac{dV_{x1}}{dt} \cdot \overline{tg \alpha} + V_{x1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) + V_{x1} \cdot f \cdot h \cdot \overline{tg \alpha} \geq \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m}. \quad (13)$$

З нерівності (13) визначимо

$$A \leq \sqrt{\frac{2 \cdot m}{K_y} \left[V_{x1}^2 \cdot f \cdot h \cdot \overline{tg \alpha} + (i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \left(\frac{dV_{x1}}{dt} \cdot \overline{tg \alpha} + V_{x1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) \right]}. \quad (14)$$

Виразення

$$\frac{dV_{x1}}{dt} \cdot \overline{tg \alpha} + V_{x1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = \frac{d\omega}{dt}. \quad (15)$$

Після підстановки (15) в (14)

$$A \leq \sqrt{\frac{2 \cdot m}{K_y} \cdot \left[V_{x1}^2 \cdot f \cdot h \cdot \overline{tg \alpha} + (i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \frac{d\omega}{dt} \right]}. \quad (16)$$

Вираження (16) є умовою забезпечення керованості тривісного автомобіля, який необхідно виконати при проектуванні за рахунок вибору параметра A . Права частина нерівності (16) мінімальна в сталому режимі повороту, тобто при $\frac{d\omega}{dt}=0$. У цьому випадку вираження (16) спроститься й буде мати такий вигляд

$$A \leq V_{x1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot m}{K_y} \cdot f \cdot h \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_{\max}}, \quad (17)$$

де $\bar{\alpha}_{\max}$ - максимальне значення середнього кута повороту керованих коліс, що досягає в сталій стадії повороту.

Визначимо умови можливостей здійснення повороту.

З рівняння (13) для тривісного автомобіля визначимо умову одержання $K_{\text{кер}} \geq 1$. Воно має вигляд

$$\frac{dV_{x1}}{dt} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x1} \cdot \sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} - \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m} \geq 0. \quad (18)$$

З нерівності (18) визначимо необхідну швидкість повороту керованих коліс.

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \geq \left[\frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m \cdot V_{x1}} \cdot \cos^2 \bar{\alpha} - \frac{1}{2} \cdot \sin 2\bar{\alpha} \cdot \left(V_{x1} \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} + \frac{1}{V_{x1}} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \right) \right]. \quad (19)$$

Якщо права частина нерівності (19) позитивна, то при керуванні автомобілем ми одержали зону нечутливості. Одержання негативної або рівної нулю правої частини нерівності (19) можливе у випадку

$$\frac{dV_{x1}}{dt} \geq \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m} \cdot \operatorname{ctg} \bar{\alpha} - V_{x1}^2 \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b}. \quad (20)$$

Зона нечутливості з'явиться у випадку

$$\frac{dV_{x1}}{dt} < \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m} \cdot \operatorname{ctg} \bar{\alpha} - V_{x1}^2 \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b}. \quad (21)$$

Зі зростанням $\bar{\alpha}$ і V_{x1} правою частиною вираження (21) зменшується. Це означає, що умови забезпечення керованості автомобіля стають більш сприятливими.

При гальмуванні автомобіля умова (21) перетвориться до такого вигляду:

$$j_{x1} \leq V_{x1}^2 \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} - \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m} \cdot \operatorname{ctg} \bar{\alpha}. \quad (22)$$

При здійсненні повороту на місці ($V_{x1} = V_{x1\min}$) $\bar{\alpha} = 0$ – у початковий момент часу статичного повороту для тривісного автомобіля вираження (19) перетвориться

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} \geq \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m \cdot V_{x1\min}}, \quad (23)$$

де $V_{x1\min}$ - мінімальна (близька до нуля) лінійна швидкість автомобіля, за якої здійснювався поворот на місці.

Щоменша величина $V_{x1\min}$, тим більш високу швидкість повороту керованих коліс потрібно розвинути. Права частина (23) визначає поріг нечутливості при повороті автомобіля на місці.

При виході з повороту забезпечення керованості автомобіля важливо також, як і при вході в поворот. У цьому випадку необхідно забезпечити $K_{кер} < 1$. Необхідна швидкість повороту керованих коліс, у цьому випадку, негативна й повинна задовольняти нерівності

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} < - \left[\frac{1}{2} \cdot \sin 2\bar{\alpha} \cdot \left(V_{x1} \cdot \frac{f \cdot h}{i_z^2 + f \cdot h \cdot b} + \frac{1}{V_{x1}} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \right) - \frac{A^2 \cdot K_y}{2 \cdot m \cdot V_{x1}} \cdot \cos^2 \bar{\alpha} \right]. \quad (24)$$

Висновки

1. Із зростанням лінійної швидкості руху керованість тривісного автомобіля в сталому режимі повороту поліпшується;
2. При проектуванні тривісних автомобілів необхідно обмежувати величину бази A балансірного візка за умовою забезпечення керованості; для цього доцільно використати співвідношення (17).

Перелік посилань

1. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса. – М.: Машгиз, 1949. – 143 с.
2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
3. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда.-М.: Транспорт, 1986.– 136 с.
4. Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко А. А., Павленко В. А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В. Динамика автомобиля. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 426 с.