

УДК 629.113

В.І.Павлюк

Луцький національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ НЕУСТАЛЕНОГО КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ АВТОМОБІЛЯ

Розглянуті умови неусталеного криволінійного руху автомобіля з врахуванням параметрів перехідної криволінійної траєкторії, елементів підвіски і характеристик жорсткості пружин.

Ключові слова: *активна безпека, керованість, перехідна крива, підвіска, жорсткість пружини.*

Ситуація з аварійністю на дорогах вказує на необхідність поглибленого вивчення причин виникнення дорожньо транспортних пригод. Під час аналізу ДТП, коли водій не впорався з керуванням, можуть бути визначені не всі чинники, що стали передумовою і впливають на розвиток даної пригоди. Так, наприклад, складно встановити адекватність дій водія в постійно змінній дорожній обстановці чи вплив на процес ДТП відхилення від номінальних характеристик елементів ходової частини автомобіля. Проте, безперечно, правильність дій водія залежить від його підготовки, досвіду, а стан ходової частини визначає активну безпеку автомобіля, впливаючи на його експлуатаційні властивості. Сучасні електронні системи безпеки автомобіля покликані зменшити наслідки помилок керування водієм. Важливим при цьому є врахування технічного стану транспортного засобу та дорожньої обстановки. В нинішніх умовах за збільшення чисельності транспортних засобів, їх середніх швидкостей руху і в той же час погіршення стану доріг, актуальним є вивчення особливостей умов маневрування.

Керованість і стійкість автомобіля є важливими експлуатаційними властивостями під час маневрування і значно залежать від вибору траєкторії руху, характеристик шин і підвіски. Тому, викликає інтерес дослідження впливу характеристик елементів ходової частини на умови неусталеного криволінійного руху автомобіля.

Аналіз парку та структури продажу легкових автомобілів України за останні роки, за даними журналу Авторевю, вказує на те, що переважаючу більшість легкових автомобілів становлять представники малого та особливо малого класів. Підвіски більшості легкових автомобілів цих класів виконані за схемою: передня – направляючі пружинні стійки з поперечними важелями, задня – зі зв'язаними важелями, поздовжні важелі останньої з'єднані поперечною балкою [1]. В конструкції таких підвісок основними пружними елементами є пружини.

Транспортний засіб має в стандартній комплектації пружні елементи з певними жорсткісними характеристиками. Їх параметри визначені за необхідною кутовою жорсткістю із врахуванням плавності ходу. Вплив характеристик пружин більш вагомий для автомобілів з відсутніми стабілізаторами поперечної стійкості. Такі конструктивні рішення притаманні автомобілям особливо малого класу.

Для автомобіля можуть призначатися комплекти пружин з різною жорсткістю. При цьому жорсткісна характеристика буває лінійною – у циліндричних пружин класичного виконання навивки витків, та нелінійною (напр. прогресивною) – циліндричні пружини із змінним кроком витків, пружини із змінним діаметром навивки витків (конічні, бочкоподібні), пружини із змінним діаметром прутка [1].

Водії автомобілів виходячи з власних суб'єктивних міркувань, «просідання підвіски» через старіння чи втому пружин, недостатньої кутової жорсткості, недостатньої плавності ходу, вирішують замінити пружні елементи, для того, щоб отримати інші характеристики підвіски. Актуальність таких налаштувань підвіски підтверджена широким асортиментом продукції заводів, що спеціалізуються на виготовленні пружин і наростаючим розвитком «тюнінгування» автомобільних підвісок. Отже, виникає необхідність наукового обґрунтування, раціонального вибору комплекту пружин з відповідними характеристиками.

Крім того вивчення закономірностей здійснення криволінійного руху автомобіля під впливом керуючих дій водія залежно від жорсткісних характеристик пружних елементів дає можливість коректувати чи доповнювати алгоритм роботи сучасних систем активної безпеки автомобіля (ESP, ABS, ACC та ін.).

Особливу увагу викликає вивчення перехідних процесів, що відбуваються під час зміни транспортним засобом напрямку руху. Перехід від прямолінійного руху у криволінійний, характеризується зміною кута повороту керованих коліс, після чого відбувається відновлення їх початкового положення. Важливими елементами таких траєкторій руху є перехідні криві. Доцільно припустити, що в стандартній ситуації водій намагається рівномірно повертати кермо таким чином, щоб отримати дзеркально подібні траєкторії вхідних та вихідних перехідних кривих.

Траєкторія криволінійного руху на повороті під кутом 90° (рис. 1,а), чи під час розвороту на кут 180° , може бути подана двома перехідними кривими та, за потреби, однією проміжною коловою вставкою (рис. 1,б). Маневр «переставки» – чотирма перехідними (рис. 1,в), а рух «змійкою» сукупністю подібних перехідних кривих (рис. 1,г).

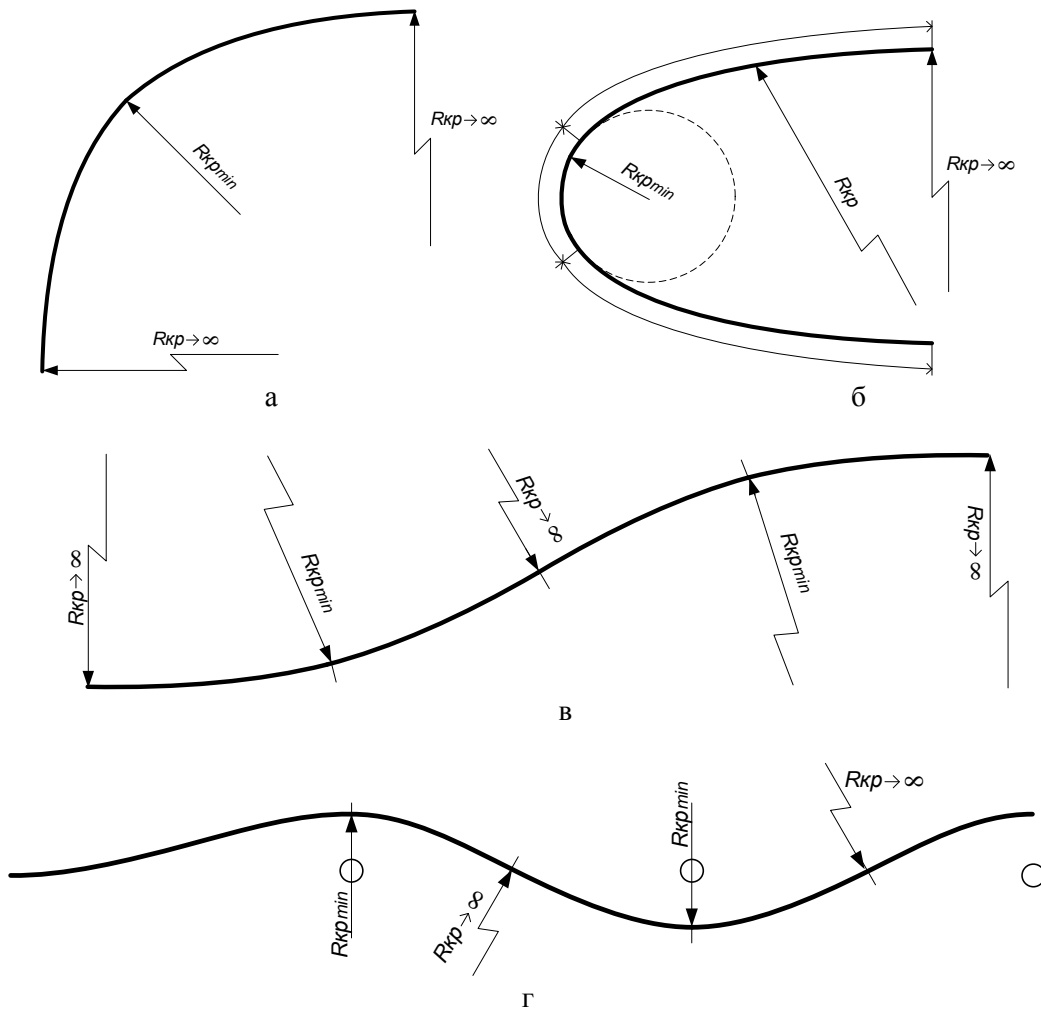


Рис. 1. Схема маневрів: а – поворот; б – розворот; в – переставка; г – рух «змійкою»

Обмеження визначені дорожніми умовами, психофізіологічний стан водія, вид маневрування визначають тип перехідної кривої, якою здійснюється слідування автомобіля. Як правило, вони дещо відмінні від класичних клотоїди, лемніскати чи кубічної параболи. Підтвердженням тому є поява так званої «гальмівної кривої» [2].

Виходячи з намагання водія, в більшості випадків, поворот керованих коліс здійснювати рівномірно, під час математичного моделювання неусталеного руху автомобіля, з деяким наближенням, перехідні криві можуть бути представлені клотоїдами (рис.2), з різними параметрами:

$$R_{\hat{E}D_i} = c / S_{\hat{E}D_i} \quad (1)$$

де $R_{\hat{E}D_i}$ - радіус кривини у деякій точці; c - постійна величина кривої; $S_{\hat{E}D_i}$ - віддаль від початку перехідної кривої до відповідної точки.

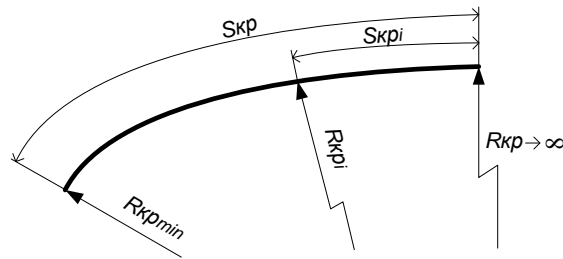


Рис. 2. До визначення параметрів клоатоїди

Складність моделі, що описує рух автомобіля залежить від кількості зв'язків між елементами автомобіля як механічної системи. Модель, яка містить максимальну кількість ступенів вільності у зв'язках, є найближчою реальному автомобілю, проте водночас і найбільш складною.

Залежно від поставлених задач дослідження визначається складність математичної моделі. У деяких випадках можливо не враховувати окремих зв'язків через незначний вплив на роботу системи. Так під час вивчення руху, не враховуючи процесів які відбуваються під час крену, користуються більш простою плоскою одномасовою моделлю [3].

Розрахункові моделі можуть доповнюватися рівняннями враховуючи додаткові ступені вільності чи спрощуватися шляхом введення деяких припущень. Ускладнення прийнятої розрахункової моделі, як правило, веде до труднощів під час математичного рішення, та не завжди до підвищення точності результатів.

Методика складання рівнянь руху і способи їх рішення в значній мірі залежать від вибору величин, прийнятих в якості незалежних змінних. В більшості випадків такими величинами приймають швидкість руху, кут повороту керованих коліс і їх похідні, приймаючи їх постійними або такими що змінюються за певними законами.

В деяких роботах за незалежні змінні прийняті параметри траєкторії руху направляючої точки, якою може бути центр мас автомобіля [4]. Таку методику доцільно використовувати в умовах коли траєкторія руху автомобіля є визначеною через обмеження у вигляді смуги руху чи перешкод дорожньої обстановки, що формують безпечний коридор руху.

Розрахункова модель запропонована в роботі [4] дозволяє визначити умови керованого і стійкого руху заданою траєкторією, але не враховує важливого фактора перерозподілу нормального навантаження на колесах осей автомобіля і вплив на цей процес характеристик елементів підвіски. Також поза увагою залишаються додаткові бокові зусилля, що виникають внаслідок кочення колеса під кутом до вертикалі, під час крену автомобіля.

Виникає необхідність розглянути додаткову ступінь вільності, а саме поворот підресорених мас автомобіля під дією відцентрової сили з урахуванням переміщень елементів автомобіля в поперечній площині.

Оскільки завданням роботи є дослідження впливу жорсткості пружних елементів у неусталених режимах руху при маневруванні, то в моделі пропонується розглянути три ступені вільності: рух в поперечній площині, поворот навколо вертикальної осі та крен автомобіля. За незалежні змінні використати параметри перехідних кривих і жорсткісні характеристики пружин.

За основу у розрахунковій моделі прийнято систему диференціальних рівнянь на визначення кутів відведення осей, кутів повороту керованих коліс та швидкості їх зміни, за умови слідування автомобіля заданою перехідною траєкторією.

Кути відведення осей автомобіля визначаються із виразів запропонованих д.т.н. проф. Литвиновим [3] для просторової одномасової моделі, доповнені з врахуванням передньоприводної компоновки автомобіля:

$$\begin{aligned} \ddot{\delta}_{12} = & \frac{V_a}{L} \times (\theta - \delta_{12} + \delta_{34}) - \frac{(a + \varepsilon \times b)}{V_a \times m_a \times b \times \varepsilon} \times K_{Y12} \times \delta_{12} + \\ & + \frac{(1 - \varepsilon)}{V_a \times m_a \times \varepsilon} \times K_{Y2} \times \delta_2 - \frac{(a + \varepsilon \times b)}{V_a \times m_a \times b \times \varepsilon} \times P_{T12} \times \theta + \\ & + \frac{(a + \varepsilon \times b)}{V_a \times m_a \times b \times \varepsilon} \times K_{\lambda 12} \times \lambda_{12} - \frac{(1 - \varepsilon)}{V_a \times m_a \times \varepsilon} \times K_{\lambda 34} \times \lambda_{34} + \ddot{\theta}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \delta_{34} = & \frac{V_a}{L} \times (\theta - \delta_{12} + \delta_{34}) + \frac{(1-\varepsilon)}{V_a \times m_a \times \varepsilon} \times K_{Y12} \times \delta_{12} - \\ & - \frac{(b + \varepsilon \times a)}{V_a \times m_a \times a \times \varepsilon} \times K_{Y34} \times \delta_{34} + \frac{(1-\varepsilon)}{V_a \times m_a \times \varepsilon} \times P_{T12} \times \theta - \\ & - \frac{(1-\varepsilon)}{V_a \times m_a \times \varepsilon} \times K_{\lambda 12} \times \lambda_{12} + \frac{(b + \varepsilon \times a)}{V_a \times m_a \times a \times \varepsilon} \times K_{\lambda 34} \times \lambda_{34}; \end{aligned} \quad (3)$$

де 12, 34 – індекси що позначають відповідно передню і задню вісь автомобіля.

При виведенні рівнянь (2, 3) прийнято ряд припущень. Так при кутах повороту керованих коліс до 10-15°, вважається $\sin\theta = \theta$, $\cos\theta = 1$ [3, 4, 5, 6]. Кути відведення осей δ_{12} , δ_{34} і середній кут повороту керованих коліс $\theta_1 = \theta_2 = \theta$. Бокова сила діюча на вісь автомобіля $R_b = f(\delta, \lambda)$, стабілізуючий момент $M_{CT} = f(\delta)$. Постійність швидкості руху автомобіля $V_a = \text{const}$ і значення коефіцієнтів опору відведенню осі (сумарна характеристика шин однієї осі) $K_{Yi} = \text{const}$ та коефіцієнта бокової сили від розвалу $K_{\lambda ij} = \text{const}$.

Додаткове рівняння на визначення швидкості повороту керованих коліс (4) отримане з умови слідування заданою кривою, яка виражається слідуючим чином:

- рівність миттєвих радіусів кривини перехідної кривої (1) і траєкторії, що описує центр мас автомобіля $R_{KP} = R_A$, де радіус кривини траєкторії руху автомобіля визначений за кінематикою повороту з врахуванням відведення [3,4]:

$$R_A = \frac{L}{\theta + \delta_{34} - \delta_{12} - \frac{1}{V_a} [a \times \delta_{34} - b \times (\theta - \delta_{12})]}$$

- рівність приросту радіусів в кожній із точок кривих за нескінченно малий проміжок часу, тобто рівність похідних цих радіусів $(R_{\dot{E}P})'_t = (R_A)'_t$:

$$\left[\frac{c}{S} \right]'_t = \left[\frac{L}{\theta + \delta_{34} - \delta_{12} - \frac{1}{V_a} [a \times \delta_{34} - b \times (\theta - \delta_{12})]} \right]'_t,$$

Виконавши математичні перетворення, з урахуванням (2.7, 2.8), отримано рівняння для визначення швидкості повороту керованих коліс $-\dot{\theta}$:

$$\begin{aligned} \dot{\theta} = & \left[\left(\frac{A_1 \times V_a}{L} + \frac{A_2 \times K_{Y12}}{V_a} \right) \times \delta_{12} - \left(\frac{A_1 \times V_a}{L} + \frac{A_3 \times K_{Y34}}{V_a} \right) \times \delta_{34} - \right. \\ & - \left(\frac{A_1 \times V_a}{L} - \frac{A_2 \times P_T}{V_a} \right) \times \theta - \frac{A_2 \times K_{\lambda 12}}{V_a} \times \lambda_{12} + \frac{A_3 \times K_{\lambda 12}}{V_a} \times \lambda_{34} + \\ & \left. + A_4 \times K_{\lambda 12} \times \lambda_{12} + A_5 \times K_{\lambda 34} \times \lambda_{34} + \frac{L \times V_a^3}{c} \right] / A_6 \end{aligned} \quad (4)$$

Після перетворень виразів (2,3,4) отримана система диференціальних рівнянь першого порядку з постійними коефіцієнтами:

$$\begin{cases} \dot{\delta}_1 = A_{11} \times \delta_{12} + A_{12} \times \delta_{34} + A_{13} \times \theta + A_{44}; \\ \dot{\delta}_2 = A_{21} \times \delta_{12} + A_{22} \times \delta_{34} + A_{23} \times \theta; \\ \dot{\theta} = A_{31} \times \delta_{12} + A_{32} \times \delta_{34} + A_{33} \times \theta + A_{44}. \end{cases} \quad (5)$$

де A_i, A_{ij} – коефіцієнти отримані з урахуванням габаритно-масових і інерційних характеристик автомобіля та швидкості його руху ($a, b, L, m, \varepsilon, V_a$ [3, 4]).

Дослідити вплив пружних елементів підвіски автомобіля внаслідок перерозподілу вертикального навантаження на величини коефіцієнтів опору відведенню та стабілізуючих моментів, отримати закони зміни кутів нахилу коліс, можливо з урахування додаткового ступеню вільності, що характеризує крен автомобіля під дією найбільш вагомої зовнішньої відцентрової сили. Дослідження повороту підресорених мас навколо осі крену утруднене через нестабільне положення її в процесі бокового нахилу підресорених і непідресорених мас [7]. Тому розглядають, крен підресорених мас відносно поздовжньої осі, яка проходить через центр мас автомобіля. А залежність переміщення у підвісці від крену кузова, визначається за методом похідних підвіски [5, 6]. Така методика є досить точною і значно спрощує розрахунки.

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду для опису руху автомобіля як механічної системи отримане рівняння поперечного нахилу автомобіля у випадку повороту підресорених частин навколо горизонтальної поздовжньої осі x [5, 6]:

$$J_x \times \ddot{\lambda} + Q_{\lambda \dot{\lambda}} + Q_{\lambda A} = \sum M_x, \text{ або } M_{z_{\dot{\lambda}}} + \dot{I}_{\dot{\lambda}} + \dot{I}_{\dot{A}} = \dot{I}_{\dot{C}}, \quad (6)$$

де J_x – момент інерції підресорених мас автомобіля відносно горизонтальної поздовжньої осі x , що проходить через його центр мас;

$\dot{I}_{\dot{C}} = \sum M_x$ – момент відносно горизонтальної поздовжньої осі x , зовнішніх сил, що діють на систему.

$Q_{\lambda \dot{\lambda}}, Q_{\lambda A}$ – узагальнені сили, які відповідають відновлювальним силам і силам опору відповідно $\sum Q_{\lambda} = Q_{\lambda \dot{\lambda}} + Q_{\lambda A} = -\left(\frac{\partial \dot{I}_{\dot{\lambda}}}{\partial \lambda} + \frac{\partial \dot{I}_{\dot{A}}}{\partial \lambda}\right)$,

де Π_{λ}, Π_A – потенціальна енергія пружних елементів підвіски і амортизаторів.

Таким чином, момент опору крену зумовлений інерційністю підресорених мас становить:

$$M_{z_{\dot{\lambda}}} = J_x \times \ddot{\lambda}.$$

Момент опору крену, зумовлений силами пружності пружин $M_{\dot{\lambda}}$, визначиться з виразу потенціальної енергії:

$$M_{\dot{\lambda}} = \frac{\partial \dot{I}_{\dot{\lambda}}}{\partial \lambda} = \lambda \times (n_{11}^2 \times c_{n1} + n_{12}^2 \times c_{n2} + n_{13}^2 \times c_{n3} + n_{14}^2 \times c_{n4}),$$

де n_{ii} – коефіцієнт зміни довжини пружинної стійки від крену [7];

c_{ni} – приведена жорсткість підвіски.

Момент опору крену зумовлений силами амортизаторів M_A , визначиться аналогічно:

$$M_A = \frac{\partial \dot{I}_A}{\partial \lambda} = \lambda \times (n_{11}^2 \times k_{a1} + n_{12}^2 \times k_{a2} + n_{13}^2 \times k_{a3} + n_{14}^2 \times k_{a4}),$$

де k_{ai} – коефіцієнт опору амортизатора.

Отже, момент опору крену:

$$M_{z_{\dot{\lambda}}} + \dot{I}_{\dot{\lambda}} + \dot{I}_{\dot{A}} = J_x \times \ddot{\lambda} + \lambda \times (n_{11}^2 \times c_{n1} + n_{12}^2 \times c_{n2} + n_{13}^2 \times c_{n3} + n_{14}^2 \times c_{n4}) + \lambda \times (n_{11}^2 \times k_{a1} + n_{12}^2 \times k_{a2} + n_{13}^2 \times k_{a3} + n_{14}^2 \times k_{a4}).$$

Під час криволінійного руху інерційні сили на порядок вищі від інших зовнішніх збурень тому в роботі крен автомобіля розглядається як наслідок дії відцентрової сили:

$$F_R = \frac{m_a \times V_a^2}{R_A}.$$

Момент зовнішньої сили \dot{I}_3 визначиться з рівності виразів елементарних робіт зовнішніх сил [5,6].

З однієї сторони $\delta \dot{A} = \dot{I}_{\dot{C}} \times \delta \lambda$, з іншої:

$$\delta \dot{A} = F_R \times n_{\ddot{o}} \times \delta \lambda.$$

Якщо:

$$F_R = \frac{m_{\dot{a}} \times V_{\dot{a}}^2}{R_{\dot{a}}} = \frac{m_{\dot{a}} \times V_{\dot{a}}^2}{\tilde{n} / S} = \frac{m_{\dot{a}} \times V_{\dot{a}}^3 \times t}{\tilde{n}}, \quad n_{\ddot{o}} = \frac{n_{\ddot{i}\ddot{i}} \times b + n_{\ddot{c}\ddot{c}} \times \dot{a}}{L};$$

де $n_{m\ddot{c}}, n_{\ddot{c}\ddot{c}}$ - коефіцієнти поперечного переміщення коліс в контакт з опорною поверхнею від крену підресорених мас [7];

$n_{\ddot{c}}$ - коефіцієнт поперечного переміщення центра мас від дії відцентрової сили під час крену підресорених мас.

Звідси

$$M_C = F_R \times n_{\ddot{o}} = \frac{m_{\dot{a}} \times V_{\dot{a}}^3 \times t}{\tilde{n}} \times n_{\ddot{o}}.$$

Рівняння для визначення кута крену λ , матиме вигляд:

$$\begin{aligned} J_x \times \lambda + \lambda \times (n_{l1}^2 \times c_{n1} + n_{l2}^2 \times c_{n2} + n_{l3}^2 \times c_{n3} + n_{l4}^2 \times c_{n4}) + \\ + \lambda \times (n_{l1}^2 \times k_{a1} + n_{l2}^2 \times k_{a2} + n_{l3}^2 \times k_{a3} + n_{l4}^2 \times k_{a4}) = n_{\ddot{o}} \times \frac{m_{\dot{a}} \times V_{\dot{a}}^3}{\tilde{n}} \times t. \end{aligned} \quad (7)$$

Отже, з перерозподілу навантаження на колесах однієї осі автомобіля, під час крену, визначеного за величиною кута λ , визначаються характеристики шин необхідні як вхідні параметри для моделювання неусталеного криволінійного руху автомобіля за системою (5).

1. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Конструкция подвесок / Пер. с нем. В.П. Агапова. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.: ил.
2. В.Ф. Бабков. Современные автомобильные магистрали. - Изд. 2-е, перераб. и доп. Изд-во «Транспорт», 1974. – 280 с.
3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971.-416с.
4. Карпенко В.Р. Исследование скоростных режимов и дополнительных затрат мощности при движении автомобилей и автопоездов по криволинейным участкам дорог Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. Львов, 1971.
5. Брылев В.В. Исследование влияния угловой жесткости подвески на управляемость и устойчивость автомобиля. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. - М., 1972.
6. Коваленко И.И. Исследование влияния продольной жесткости подвески на реакции автомобиля на управление и колебания управляемых колес. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. - М., 1973.
7. В.Р. Карпенко В.І. Павлюк. Поперечні переміщення в передній підвісці передньоприводного легкового автомобіля від крену // Наукові нотатки. – Луцьк ЛДТУ, 2006. – № 18. – С.197-200.