

## ТРАНСПОРТ

---



---

УДК 629.113

Крайник Т.Л.<sup>1</sup>, Гудз Г.С., д.т.н.<sup>2</sup>

1 — ВАТ «Укравтобуспром», м. Львів; 2 — Національний університет  
«Львівська політехніка», м. Львів

### ПРОСТОРОВА МОДЕЛЬ І ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ СУМІЩЕННЯ КЕРМОВОГО ПРИВОДУ З ПЕРЕДНЬОЮ ТРАПЕЦІЄЮ І НЕЗАЛЕЖНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

*Представлено математичну модель кермового приводу і незалежної підвіски безкапотної вантажівки повною масою 2,9 т та процедуру оптимізації просторової кінематики. Особливістю схеми є розміщення трапеції кермового приводу перед керованою віссю, що обумовлене зміщенням назад силового агрегату з умов покращення розподілу осьових навантажень.*

#### **Вступ**

Умова Таганрозького автозаводу щодо безкапотної компоновки нового сімейства легких вантажівок повною масою 2,9 - 3,5 - 4,5 т спричинила необхідність розроблення незвичної, принаймні в СНД, схеми кермового приводу з передньою трапецією [1], що зумовило необхідність і формування відповідних теоретичних засад конструктивного синтезу та оптимізації кінематичного суміщення з передньою незалежною підвіскою (для моделі 2,9 т). Така схема приводу дозволила також покращити розподіл навантажень між осями вантажівки, збільшити силу зчеплення шин заднього ведучого моста, забезпечити тримісне виконання кабіни, покращити геометричні показники вантажної платформи і т.д. [2].

#### **Мета і постановка задачі**

Враховуючи сучасні можливості комп'ютерного проектування і моделювання, структурний синтез і оптимізацію геометричних параметрів зrealізовано в тримірному просторі з одночасним суміщенням з передньою незалежною пружинною підвіскою та відповідним коректуванням кутів установки та довжин всіх ланок як кермового приводу, так і підвіски [1].

#### **Методика вирішення задачі**

Отримана на підставі вищенаведеного кінематична еквівалентна схема (рис. 1) складається з 13 рухомих ланок, що сполучені 12 сферичними шарнірами і 7 циліндричними парами.

Відповідно кінематику системи описує система 23 рівнянь 3 типів:

– що описують переміщення важелів підвіски (точки  $A$  і  $B$ ,  $K$  і  $L$ ), а також маятникових важелів (точок  $E$ ,  $G$  і  $H$ ) в повздовжній  $Zx$  і поперечній  $Zy$  площинах (по аналогії з [1])

$$\left. \begin{aligned} (X_A - X_{A'})^2 + (Y_A - Y_{A'})^2 + (Z_A - Z_{A'})^2 &= R_A^2 \\ \alpha_1 (X_A - X_{A'}) + \beta_1 (Y_A - Y_{A'}) + \gamma_1 (Z_A - Z_{A'}) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $X_{A'}, Y_{A'}, Z_{A'}$  — координати перпендикулярної проекції точки  $A$  на вісь важеля 1 – (1' – 1');

$R_A$  — довжина проекції  $AA'$ ,  $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1$  — напрямні косинуси осі 1'1' в системі координат  $OXYZ$ ;

– що описують переміщення поворотного важеля  $AB$  (аналогічно  $CD, DI, KJ$  і  $KL$ ):



– максимальне співпадання траєкторії руху осі поворотного кулака (тяги) цапфи кермованих коліс, заданих кінематикою підвіски, та поперечних бічних тяг кермової трапеції.

Узагальнена структура процесу конструктивного синтезу кермового приводу і кінематичного суміщення з передньою підвіскою представлена на рис. 2.

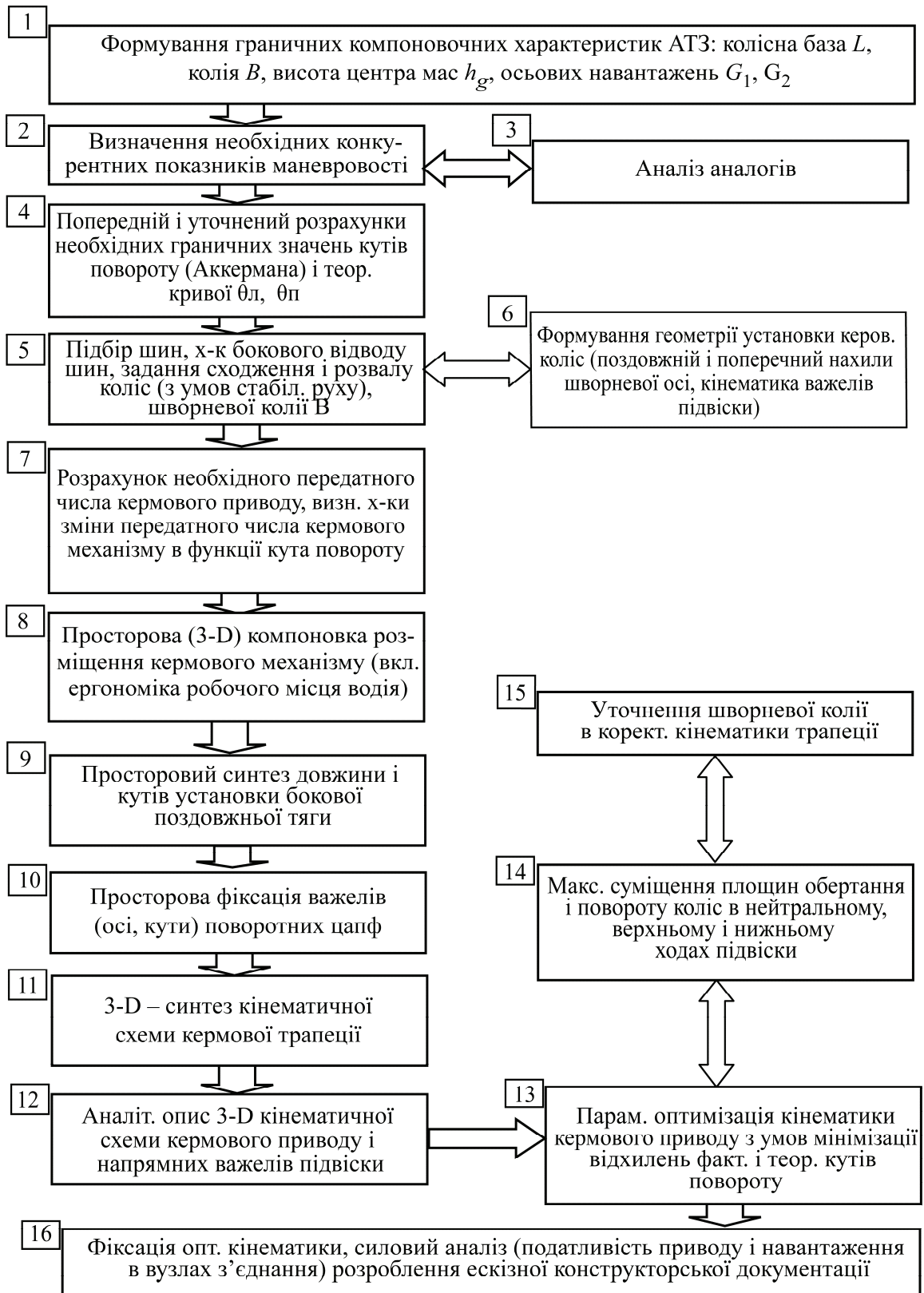


Рис. 2. Загальна структура конструкторського синтезу та оптимізації кінематики кермового приводу та суміщення з підвіскою автомобіля

Отримана таким чином кінематична схема приводу з визначеними довжинами і кутами установки елементів (згідно вищезазначених умов) дозволяє провести силовий аналіз і визначити відповідні навантаження в вузлах як при повороті коліс нерухомого автомобіля, так і на граничних поворотах та кренах кузова. Відповідно, це база для підбору поперечних січень тяг та наконечників приводу, а також для підбору необхідних осьових і радіальних жорсткостей гумо-металевих шарнірів. Податливість приводу впливає і на зміну раніше визначених теоретичних кінематичних характеристик, що впливають на маневровість та стійкість руху автомобіля.

Введення в кінематичну схему (рис. 1) елементів податливості (жорсткості) і демпфування ланок, фрагмент чого показано на рис. 3, дозволяє окрім силового аналізу навантаження ланок і з'єднань оцінити також коректування кінематики повороту автомобіля та необхідність додаткових змін в конструкції підвіски, кермового приводу автомобіля на етапі проектування. Насамперед виділяють ті шарніри, деформація яких найбільше впливає на зміну кінематичних характеристик приводу. Замість кінематичних в'язей (рівняння типу (1), (3)) до них прикладають переважно радіальні і осьові складові навантажень, що формуються динамічним перерозподілом ваги автомобіля на передню вісь (еквівалентно деформації і зусиллю пружини підвіски), зусиллями опору в контактї шини з дорогою —  $Z_k$ ,  $Y_k$ ,  $X_k$  та зусиллями, що розвиває кермовий механізм (з урахуванням гідропідсилювача) на валу сошки 6. Зусилля

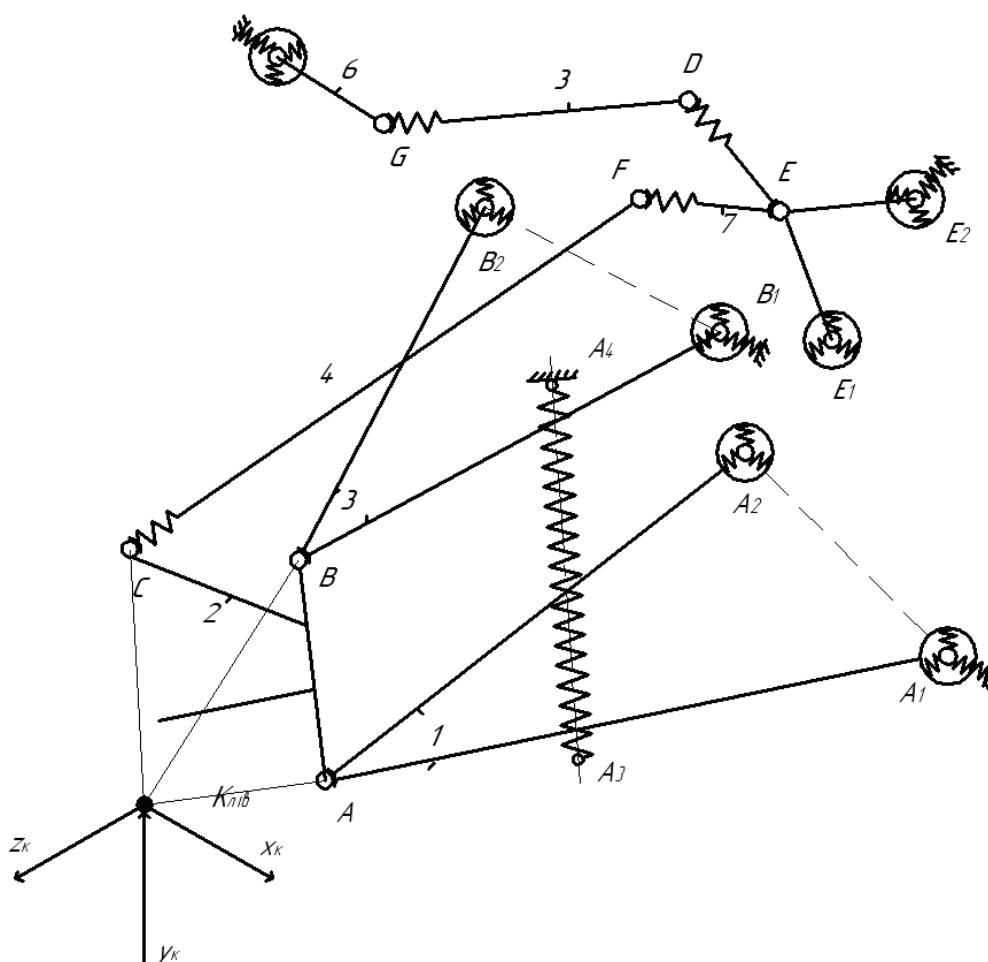


Рис. 3. Фрагмент кінематичної схеми приводу і важелів лівої підвіски з врахуванням податливості шарнірів і тяг

на гумо-металеві шарніри підвіски на поперечних важелях  $A_1A_2$  та  $B_1B_2$  (аналогічно  $K_1K_2$  і  $L_1L_2$ ) формуються з урахуванням точок прикладання (важелів) як пружини підвіски ( $A_3, K_3$ ) так і розподілу зусиль в контактні шини з дорогою  $Z_k, Y_k, X_k$  між шарнірами  $A_1B_1$  і  $C$  (симетрично і для правого колеса  $KL$ ). Податливістю важелів підвіски і ( $AA_1A_2$  і т.ін.) та поворотного кулака маточини колеса ( $ABC, KLJ$ ) при оцінці змін кінематики руху керованих коліс (податливості кермового приводу) можна знехтувати. Силовий аналіз з точки зору підбору конструктивних характеристик ланок і з'єднань можна провести і фрагментарно, починаючи з найбільш навантажених вузлів. Однак для оцінки впливу податливості ланок і гумометалевих шарнірів підвіски на зміну кінематики кермового приводу в цілому, необхідне групування отриманих 69 рівнянь (в даному випадку для розробленого приводу з переднім розміщенням трапеції і триплечим важелем 7 зв'язку повздожньої бокової тяги 5 з важелями трапеції легкої вантажівки ВОЗІ ТагаЗ) в єдину систему з комп'ютерним аналізом впливу на зміну отриманих попередньо при кінематичному синтезі різниці кутів повороту внутрішнього та зовнішнього керованих коліс та площин обертання і повороту коліс.

### **Висновки**

Проведена розробка, виготовлення дослідного зразка вантажівки ТагаЗ ВОЗІ повною масою 2,9 т та дорожні випробування стійкості руху і керованості засвідчили ефективність опрацьованої методики кінематичного та силового синтезу. Кутові відхилення теоретичних та експериментальних досліджень не перевищують  $1^\circ-1^\circ 30'$ .

Дана методика просторового конструктивного синтезу та оптимізації параметрів кермового приводу з врахуванням суміщення з передньою підвіскою є основною для реалізації аналогічних робіт для всіх типів автотранспортних засобів, в т.ч. з залежною підвіскою і задньою кермовою трапецією, з внесенням відповідних змін і спрощень у просторову кінематичну схему.

### **Список літератури**

1. Чайковский И.П. Рулевые управления автомобилей / И.П. Чайковский, П.А. Соломатин — М.: Машиностроение, 1987. — 176 с.
2. Крайник Т.Л. Порівняльний аналіз півкапотної і безкапотної компоновки легких вантажівок та формування кінематики кермового приводу / Т.Л. Крайник, Г.С. Гудз // Вісник СНУ ім. Володимира Даля. — 2008. — № 7 (125), ч. 2. — С. 170-174.
3. Крайник Т.Л. Суміщення кермового приводу і незалежної підвіски автомобіля / Т.Л. Крайник, Г.С. Гудз // Вестник ХНАДУ. — 2008. — Вып. 41. — С. 62-64.
4. Раймпель Й. Шасси автомобіля / Й. Раймпель. — М.: Машиностроение, 1983. — 356 с.
5. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями: ДСТУ 3310-96. — К.: Держстандарт України, 1996. — 10 с.

Стаття надійшла до редакції 09.10.2009.

© Крайник Т.Л., Гудз Г.С., 2009