

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО ЧИСЛА КЕРМОВОГО ПРИВОДУ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ТРИВИМІРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Удосконалення механізмів кермового керування сучасних автомобілів полягає в підвищенні, перш за все безпеки водіння, надійності, а також поліпшення зручності і комфорту в керуванні, що значно може знизити стомлюваність водія автотранспортного засобу. Стійкість руху автомобіля у прямому напрямку, легкість повороту коліс та їх здатність самостійно повертатися у вихідне положення, мінімальна віддача зворотних ударів на кермове колесо, повна надійність в роботі і безвідмовність дії за весь термін служби автомобіля, зручність в експлуатації та невисокі вимоги до догляду повинні бути невід'ємними складовими якості кермового керування. Відносно безпеки руху автомобіля кермове керування є одним з найбільш складних і відповідальних його механізмів. Питання підвищення надійності кермового керування і безпеки руху стоять особливо гостро для автомобілів великої вантажопідйомності, які в даний час є досить швидкохідними.

При кінематичному способі керування колісною машиною, завдяки повороту керованих коліс навколо шворнів та їх кінематичному та конструктивному зв'язку з остовом, відбувається зміна траєкторії її руху. При цьому параметри кінематики колісної машини в цілому будуть визначатися кінематикою керованих коліс, властивостями опорної поверхні, пружними та демпфуючими характеристиками їх шин з одного боку, а з іншого – параметрами колісної машини (конструктивною схемою, базами машини та заднього візка, характеристиками шин некермованих коліс, положення центру ваги тощо). Враховуючи, що основною ланкою системи є кероване колесо, то вона отримала назву колісного керуючого модуля [1]. У загальному випадку колісний керуючий модуль враховує керовані колеса з їх контактом з опорною поверхнею, керований міст з його пружними зв'язками з остовом колісної машини та кермове керування. У загальному випадку структурна схема колісного керуючого модуля наведена на рис. 1.

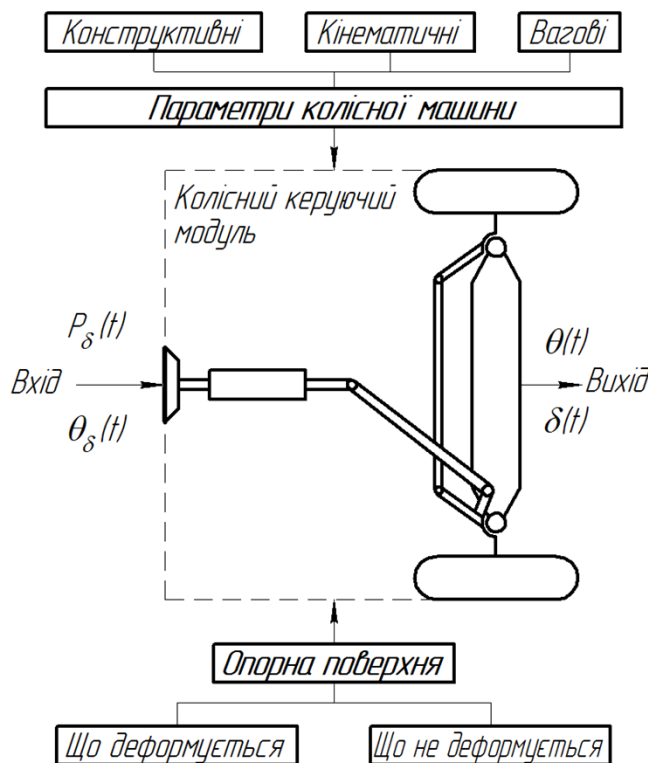


Рис. 1. Структурна схема колісного керуючого модуля

З аналізу рис. 1 видно що, вхідними даними в колісний керуючий модуль є величина зусилля, що прикладається водієм безпосередньо до керма  $P\delta(t)$ , і кут його повороту  $\theta\delta(t)$ . При цьому величина зусилля  $P\delta(t)$  і динаміка його зміни є характеристиками силової взаємодії водія і керуючого модуля, а кут повороту кермового колеса  $\theta\delta(t)$  - характеристикою керуючого впливу водія на керуючий модуль. У свою чергу величина зусилля на кермовому колесі  $P\delta(t)$  буде залежати від величини моменту опору повороту керованих коліс, що формується безпосередньо кінематичними і конструктивними параметрами керованих коліс і моста, характеристиками опорної поверхні, параметрами шасі колісної машини з одного боку і параметрами кермового керування з іншого.

Розрахунок кермового керування, зокрема гідравлічного підсилювача, проводиться за максимальним моментом опору повороту керованих коліс на місці на твердій опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення. Визначальний вплив граничного за зчепленням моменту опору повороту шини на момент опору повороту колеса на місці, послугувало тому, що багато дослідників займалися визначенням цього моменту. Йому присвячені роботи Солтуса А.П., Лисова М.І.,

Чудакова Є.А., Литвинова А.С., Чайковського І.П., Таборека Я.Л., Бочарова Н.Ф., Редчица В.В., Гауха Б. Е. та інших [1-5]. З аналізу досліджень можна зробити висновок, що результати розрахунків за наведеними залежностями розрізняються між собою. Оскільки на величину граничного моменту істотно впливає положення центра повороту шини, тому залежності які не враховують положення центру повороту, з нашої точки зору, є неприйнятними для практичних розрахунків. Для практичних розрахунків можна рекомендувати користуватися тільки формулами Редчица В.В.[2] та Солтуса А.П. [1, 3], які враховують положення центру повороту, форму і розміри відбитка, навантаження на шину і коефіцієнт зчеплення. При цьому похибка в розрахунках для автомобіля КрАЗ-260 становить не більше 5%.

Для визначення передавального числа кермового приводу були розроблені алгоритми розрахунку за допомогою Microsoft Office Excel та програмного забезпечення PTC Creo Parametric. За допомогою Creo Parametric була створена тривимірна модель кермового керування автомобіля КрАЗ-260 (рис. 2).

На її основі був розроблений алгоритм визначення передавального числа кермового приводу який зводиться до визначення відстаней  $h_c$  та  $h_{\Pi}$  при заданому куті  $\theta'_L$  повороту керованого колеса в діапазоні від  $-30^\circ$  (поворот лівого керованого колеса праворуч) до  $30^\circ$  (поворот лівого колеса ліворуч). Передавальне число кермового приводу можна визначити за формулою:

$$i_{\text{рп}} \theta'_L = \frac{h_c}{h_{\Pi}}, \quad (1)$$

де  $h_c$  – плече сошки – найменша відстань від осі сошки до осі поздовжньої тяги;  $h_{\Pi}$  – плече поворотного важеля – найменша відстань від осі шворня до осі поздовжньої тяги.

Виміряти ці відстані у програмі Creo Parametric можна за допомогою функції «Измерить» (рис. 3). Для цього створену тривимірну модель кермового керування спростимо до основних деталей кермового механізму, залишаючи тільки ті які будуть імітувати реальну роботу кермового керування, а саме: кулькову опору, шворні, корпус кулькової опори, цапфу, поворотний важіль, поздовжню тягу, кулькові пальці, сошку та кермовий механізм.

За залежностями описаними Солтусом А.П. для визначення передавального числа кермового приводу був розроблений алгоритм розрахунку передавального числа кермового приводу за допомогою електронних таблиць Microsoft Office Excel та порівняний з алгоритмом розрахунку у програмі Creo Parametric. Для порівняння залежностей передавального числа кермового приводу від кута повороту керованого колеса  $i_{\text{рп}} \theta'_L$  з різними кутами встановлення поздовжнього  $\beta_{\text{ш}}$  та поперечного  $\alpha_{\text{ш}}$  нахилу



Рис. 2. Тривимірна модель кермового керування КрАЗ-260

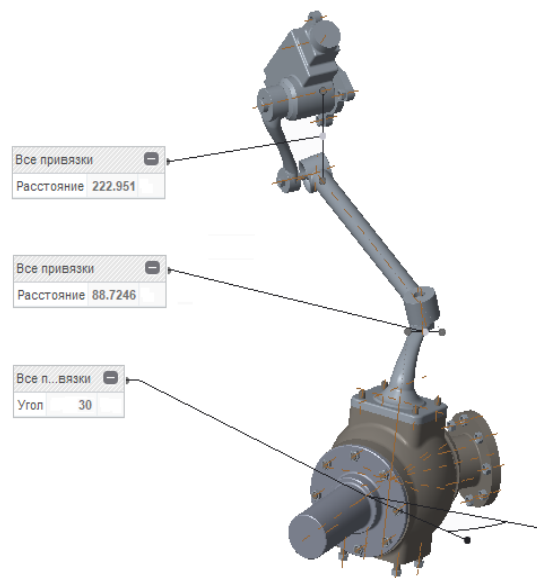


Рис. 3. Положення елементів кермового керування при максимальному повороті цапфи колеса ліворуч шворня результати розрахунків були зведені до таблиці 2.

Результати, що отримані в ході досліджень передавального числа кермового приводу за описаними алгоритмами показують що залежності схожі між собою, різниця в розрахунках даних розрахованих в Excel обумовлюється недосконалістю описаної методики. Різниця в розрахунках показана в таблиці 3

Таблиця 2

## Порівняння даних

$\theta'_l$ , град	$\beta_{ш} = 5^{\circ}30'$ $\alpha_{ш} = 9^{\circ}30'$		$\beta_{ш} = 0^{\circ}$ $\alpha_{ш} = 9^{\circ}30'$		$\beta_{ш} = -5^{\circ}30'$ $\alpha_{ш} = 9^{\circ}30'$		$\beta_{ш} = 5^{\circ}30'$ $\alpha_{ш} = 4^{\circ}$		$\beta_{ш} = 5^{\circ}30'$ $\alpha_{ш} = 0^{\circ}$		$\beta_{ш} = 0^{\circ}$ $\alpha_{ш} = 0^{\circ}$	
	Excel	Creo	Excel	Creo	Excel	Creo	Excel	Creo	Excel	Creo	Excel	Creo
-30	0,88	0,90	0,76	0,83	0,66	0,78	1,13	0,90	1,34	0,93	1,18	0,85
-25	0,88	0,86	0,76	0,81	0,66	0,78	1,12	0,86	1,31	0,88	1,15	0,83
-20	0,88	0,82	0,75	0,79	0,66	0,77	1,10	0,82	1,27	0,84	1,12	0,80
-15	0,86	0,79	0,74	0,78	0,65	0,76	1,07	0,79	1,22	0,81	1,08	0,78
-13	0,86	0,77	0,74	0,77	0,64	0,76	1,05	0,77	1,20	0,79	1,06	0,77
-10	0,84	0,75	0,72	0,76	0,63	0,75	1,03	0,75	1,17	0,77	1,03	0,75
-5	0,82	0,72	0,70	0,73	0,61	0,74	0,98	0,72	1,11	0,73	0,97	0,73
-3	0,80	0,70	0,69	0,72	0,61	0,73	0,97	0,70	1,08	0,72	0,95	0,71
0	0,78	0,68	0,68	0,70	0,59	0,72	0,93	0,68	1,05	0,69	0,91	0,69
3	0,76	0,66	0,66	0,69	0,57	0,70	0,90	0,66	1,00	0,67	0,88	0,67
5	0,75	0,64	0,65	0,67	0,56	0,69	0,88	0,64	0,98	0,65	0,85	0,66
10	0,71	0,60	0,61	0,63	0,53	0,66	0,82	0,60	0,90	0,60	0,78	0,61
13	0,68	0,57	0,59	0,61	0,51	0,64	0,79	0,57	0,86	0,57	0,74	0,58
15	0,66	0,55	0,57	0,59	0,50	0,62	0,76	0,55	0,83	0,55	0,72	0,56
20	0,62	0,49	0,53	0,54	0,46	0,58	0,70	0,49	0,75	0,49	0,64	0,51
25	0,57	0,43	0,49	0,49	0,43	0,53	0,63	0,43	0,67	0,43	0,57	0,45
30	0,52	0,36	0,45	0,42	0,39	0,47	0,56	0,36	0,59	0,36	0,50	0,38

Таблиця 3

## Різниця розрахункових даних

	$\beta_{ш} = 5^{\circ}30'$ $\alpha_{ш} = 9^{\circ}30'$	$\beta_{ш} = 0^{\circ}$ $\alpha_{ш} = 9^{\circ}30'$	$\beta_{ш} = -5^{\circ}30'$ $\alpha_{ш} = 9^{\circ}30'$	$\beta_{ш} = 5^{\circ}30'$ $\alpha_{ш} = 4^{\circ}$	$\beta_{ш} = 5^{\circ}30'$ $\alpha_{ш} = 0^{\circ}$	$\beta_{ш} = 0^{\circ}$ $\alpha_{ш} = 0^{\circ}$
Максимальне відхилення	0,15	0,07	0,13	0,28	0,43	0,33
Середнє відхилення	0,09	0,03	0,12	0,24	0,34	0,22

Створені тривимірні моделі деталей кермового керування: сошка, поздовжня тяга, кулькова опора, корпус кулькової опори, поворотний важіль, шворні, цапфа та та збірка в цілому. Розроблений та описаний алгоритм розрахунку передавального числа кермового приводу автомобіля КрАЗ-260 за допомогою тривимірної моделі кермового керування.

За розробленими алгоритмами проведені розрахунки передавального числа кермового приводу з різними кутами нахилу шворня автомобіля КрАЗ-260. Для стандартного кута встановлення шворня  $\beta_{ш} = 5^{\circ}30'$ ;  $\alpha_{ш} = 9^{\circ}30'$  різниця між даними становить: максимальне відхилення 0,15; середнє відхилення 0,09.

## Література

1. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Учебное пособие для вузов. 2-е издание. К.: Аристей, 2005. 188 с.
2. Редчиц В.В. Определение максимального момента сопротивления повороту управляемого колеса на месте "Автомобильная промышленность", №9, 1973. С. 17- 18.
3. Солтус А.П., Серго А.В. К вопросу о предельном моменте сопротивления повороту шины на месте. Научные труды КГПИ «Проблемы создания новых машин и технологий», 1998. Вып.1. - С. 270-274.
4. Гинцбург Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. М.: Машиностроение, 1972. 120 с.

5. Солтус А.П., Черненко С.М.. Определение весового стабилизирующего момента от комбинированного наклона шкворня. Автомобильный транспорт. Сб. науч. тр. Харьков: ХНАДУ, Вып. 12, 2003. - С. 23-26.