

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**ЧЕРНЕНКО СЕРГІЙ МИХАЙЛОВИЧ**

УДК 625.06/08(031)

**ПІДВИЩЕННЯ СТІЙКОСТІ КОЛІСНОГО КЕРУЮЧОГО МОДУЛЯ ПРОТИ  
КОЛИВАНЬ, ВИКЛИКАНИХ ГІДРАВЛІЧНИМ ПІДСИЛЮВАЧЕМ КЕРМОВОГО  
КЕРУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ**

Спеціальність 05.22.02 - "Автомобілі та трактори"

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Київ - 2005

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі „Автомобілі та трактори” Кременчуцького державного політехнічного університету Міністерства освіти і науки України

**Науковий керівник:**

доктор технічних наук, професор  
**Солтус Анатолій Петрович**,  
Кременчуцький державний політехнічний  
університет, завідувач кафедри „Автомобілі та  
трактори”.

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор  
**Самородов Вадим Борисович**,  
Національний технічний університет  
„Харківський політехнічний інститут”,  
завідувач кафедри „Автомобіле- та  
тракторобудування”.

кандидат технічних наук  
**Поляков Віктор Михайлович**,  
Національний транспортний університет,  
доцент кафедри „Автомобілі”.

**Провідна установа:**

Східноукраїнський національний університет  
імені В.Даля, кафедра „Автомобілі”,  
Міністерство освіти і науки України, м.  
Луганськ.

Захист відбудеться „25” листопада 2005 р. о 10 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03 у Національному транспортному університеті за адресою: 01010, м. Київ, вул. Суворова, 1, ауд. 333

З дисертацією можна ознайомитись у науковій бібліотеці Національного транспортного університету за адресою: 01103, м. Київ, вул. Кіквідзе, 42.

Автореферат розіслано „21” жовтня 2005 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради

\_\_\_\_\_ В.П. Матейчик

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** У зв'язку зі збільшенням середніх експлуатаційних швидкостей підвищені вимоги висуваються до безпеки руху автомобілів. Швидкість, у свою чергу, залежить від функціональних властивостей, що притаманні окремим системам (модулям) транспортних засобів. Ці властивості формуються на стадії проектування та повинні враховувати реальні режими руху та навантаження, що можливі в експлуатації.

Однією з важливих систем автомобіля є колісний керуючий модуль, що забезпечує зміну його траєкторії та впливає безпосередньо на безпеку руху. До числа основних вимог, що ставляться до цієї системи, належить стійкість керованих коліс проти коливань.

Відомо, що існують два конструктивних джерела, які викликають коливання керованих коліс навколо шворнів, а саме дисбаланс і гідравлічний підсилювач кермового керування. Коливання, що викликані дисбалансом керованих коліс, прийнято називати “шимі”. Вони виникають тільки під час руху та широко висвітлені в роботах вітчизняних і закордонних дослідників.

Колівання, викликані гідравлічним підсилювачем кермового керування, можуть виникати як під час руху автомобіля, так і при повороті коліс на місці. Аналіз робіт, присвячених дослідженням цих коливань, засвідчив, що до цього часу процеси, які їх супроводжують, вивчені недостатньо, математичні моделі мають багато недоліків і не можуть застосовуватись для практичних розрахунків.

Ураховуючи викладене, а також положення бюлетеня ВАК України №5, 2000 р., с. 12 про важливість робіт, присвячених підвищенню безпеки на транспорті, тема досліджень є актуальною.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційну роботу виконано в рамках госпдоговірної теми 47/03 - АТ КрАЗ з Холдинговою компанією “АвтоКрАЗ” “Дослідження керованості автомобілів КрАЗ-7133С4 колісної формули 8x4 з розробкою рекомендацій щодо її покращення” та внутрішньовузівської теми “Дослідження стійкості керованих коліс автомобілів з урахуванням характеристик шин, конструкції керованого моста та гідравлічного підсилювача” (номер держреєстрації 01040007019). Основні експериментальні дослідження проводилися в період з 2000 до 2005 р. на спеціальній експериментальній установці, що створена на кафедрі “Автомобілі та трактори” Кременчуцького державного політехнічного університету.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є підвищення стійкості колісного керуючого модуля проти коливань, викликаних гідравлічним підсилювачем кермового керування автомобіля.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Створити експериментальну установку, що включає стенди та вимірювальний комплекс для визначення впливу пружних і демпфувальних характеристик кермового керування та шин, конструктивних параметрів керованого моста, моментів інерції коліс відносно осей шворнів на частоту та амплітуду коливань, викликаних гідравлічним підсилювачем.
2. Дослідити процеси, що відбуваються в механічній і гідравлічній складових системи кермового керування за один період коливань, залежно від пружних і демпфувальних характеристик колісного керуючого модуля, та описати їх аналітично.
3. Провести теоретичні та експериментальні дослідження вагового стабілізуючого моменту залежно від конструктивних і кінематичних параметрів колісного керуючого модуля, отримати залежності щодо його визначення.
4. На основі результатів проведених досліджень розробити математичну модель коливань керованих коліс, викликаних гідравлічним підсилювачем. Спираючись на математичну модель, визначити умови виникнення коливань.
5. Провести експериментальну перевірку результатів теоретичних досліджень і апробацію математичної моделі коливань на створеній установці.

**Об'єктом дослідження** є коливання керованих коліс автомобіля, викликані гідравлічним підсилювачем кермового керування.

**Предмет дослідження** - вплив пружних і демпфувальних характеристик кермового керування та шин, конструктивних параметрів керованого моста на коливання керованих коліс, викликані гідравлічним підсилювачем.

**Методи дослідження.** У роботі використано аналітичний та експериментальний методи дослідження параметрів робочого процесу колісного керуючого модуля при коливаннях, викликаних гідравлічним підсилювачем, на експериментальній установці, що дозволяє поелементно визначити вплив пружних і демпфувальних характеристик механічної та гідравлічної складових системи кермового керування, моментів інерції коліс на частоту й амплітуду коливань.

**Наукова новизна досліджень** полягає в тому, що:

- розроблено математичну модель коливань керованого колеса, викликаних гідравлічним підсилювачем кермового керування, відмінна тим, що її основу складають диференціальні рівняння, отримані при розділенні періоду коливань на чотири фази;
- уперше сформульовано умови, при виконанні яких будуть мати місце коливання керованих коліс, що викликані гідравлічним підсилювачем;

- запропоновано пружність гідравлічної складової системи кермового керування враховувати в математичній моделі умовними пружинами з постійними жорсткостями, що еквівалентні за роботою тиску рідини в порожнинах гідравлічного циліндра;

- розкритий механізм підведення енергії до коливальної системи від насоса гідропідсилувача;

- проведено комплексне дослідження вагового стабілізуючого моменту методами класичної механіки, аналітичної геометрії та з використанням закону збереження енергії, отримано залежності щодо його визначення, що експериментально підтверджено на еластичній шині та жорсткому фальш-колесі.

**Практичне значення одержаних результатів.** У результаті проведених досліджень розроблено математичну модель, на основі якої отримані умови виникнення коливань керованих коліс, викликаних гідравлічним підсилувачем кермового керування. Отримані умови дозволяють проаналізувати вплив пружних і демпфувальних властивостей кермового керування та шин, нахилів шворнів, моментів інерції на стійкість керованих коліс.

Основні наукові положення, розробки та рекомендації даної роботи використано:

- при проектуванні кермових керувань нового сімейства великовантажних автомобілів КрАЗ колісної формули 8x4 та модернізації повнопривідних автомобілів КрАЗ з правим розташуванням кермового механізму, призначених для експлуатації в країнах далекого зарубіжжя;

- у навчальному процесі підготовки бакалаврів, фахівців і магістрів за спеціальностями 7.090211 - "Колісні та гусеничні транспортні засоби", 7.090258 - "Автомобілі та автомобільне господарство" у Кременчуцькому державному політехнічному університеті.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати досліджень, що наведено в дисертаційній роботі, отримані автором особисто. У роботах, що опубліковані у співавторстві, авторові належать наступні результати: [9] - створено стенд для визначення моментів інерції коліс автомобілів, проведені експериментальні дослідження й аналіз експериментальних даних; у роботах [5,8] запропоновано період коливань розділити на чотири фази, розроблено методику проведення експериментальних досліджень і проведено їх аналіз; [2] - брав безпосередню участь у теоретичних дослідженнях вагового стабілізуючого моменту від кута поперечного нахилу шворня, розроблено та створено конструкцію фальш-колеса, проведені експериментальні дослідження й аналіз отриманих даних; у роботах [3, 7] брав безпосередню участь у теоретичних дослідженнях вагового стабілізуючого моменту від комбінованого нахилу шворня, розроблено методику проведення досліджень та їх аналіз; [6] - проведено теоретичні дослідження функціонального взаємозв'язку кутів повороту цапфи та керованого колеса автомобіля, виконано аналіз отриманих даних; [4] - запропоновано тиск рідини в порожнинах гідравлічного циліндра

замінити пружинами з постійною жорсткістю, проведено дослідження процесів у кожній фазі коливань та їх аналіз; [1] - розроблено методику проведення експериментальних досліджень, проведено експериментальні дослідження.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати досліджень за темою дисертації доповідалися, обговорювалися та отримали позитивну оцінку на науково-технічних міжнародних конференціях „Проблеми створення нових машин і технологій” у Кременчуцькому державному політехнічному університеті (1999-2004 рр.); науково-технічній конференції „Перспективні напрями розвитку конструкції автомобіля” Харківського національного автомобільно-дорожнього технічного університету (2001 р.); на технічній раді управління головного конструктора ХК „АвтоКрАЗ” (2005 р.).

У повному обсязі дисертація доповідалася й отримала позитивний висновок на розширеному засіданні кафедри „Автомобілі та трактори” Кременчуцького державного політехнічного університету; засіданні кафедри “Автомобіле- та тракторобудування” Національного технічного університету „ХП”.

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи опубліковано в 9 публікаціях: 5 - у збірнику наукових праць КДПУ „Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету”, 2 - у збірнику наукових праць Харківського національного автомобільно-дорожнього технічного університету „Автомобільний транспорт”, 2 - у журналі „Машинознавство” м. Львів.

**Структура дисертації.** Робота складається із вступу, чотирьох розділів, основних висновків, списку використаних джерел, додатку. Повний обсяг дисертації складає 148 сторінок, у тому числі 57 рисунків на 54 сторінках, 8 таблиць на 7 сторінках, 1 додаток на 2 сторінках. Список використаних джерел містить 95 найменувань на 9 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

**У вступі** обґрунтовується вибір теми дисертаційного дослідження, її актуальність, формулюються мета і задачі досліджень, розкриваються наукова новизна та практичне значення одержаних результатів, вказуються методи досліджень.

**У першому розділі** проведено аналіз досліджень, присвячених коливанням керованих коліс автомобілів, що викликані гідравлічним підсилювачем. Наявність цього негативного явища підтверджується експериментальними роботами НАМІ, а також дослідженнями, що проводилися на Уральському автомобільному заводі. Так, у НАМІ автоколивання керованих коліс автомобіля досліджував Гінцбург Л.Л., яким запропоновано диференціальне рівняння для дослідження коливань керованих коліс. Аналіз рівняння показав, що воно має істотні недоліки та не може, з нашої точки зору, застосовуватися для практичних розрахунків. Проте, заслуговують на

увагу експериментальні дослідження, проведені Гінцбургом Л.Л. на спеціальному стенді та на автомобілі МАЗ-502. Установлено, що ймовірність виникнення коливань керованих коліс на місці набагато вища, ніж під час руху, отже, умова відсутності коливань коліс на місці є достатньою для стійкості їх і під час руху.

На Уральському автозаводі дослідження коливань керованих коліс, викликаних гідропідсилювачем, виконував Миронов В.М. Роботи проводилися на стенді, що являв собою передню частину рами автомобіля Урал - 375 з переднім мостом у зборі. Під час випробувань виконувалися спеціальні виточки на робочих поверхнях розподільника. Було встановлено, що без таких виточок кермовий привод здатний до автоколивань.

В.М. Миронов також запропонував диференціальне рівняння коливань керованих коліс на місці, але зазначив, що при його складанні вагові стабілізуючі моменти не враховувалися. Проте аналіз експериментальних даних, отриманих у даній роботі, показав, що ваговий стабілізуючий момент безпосередньо впливає на амплітуду та частоту коливань. Також не зрозуміло з робіт Миронова В.М., яким чином визначалися коефіцієнти демпфування та враховувались у математичній моделі виточки на золотникові.

Окрім Гінцбурга Л.Л та Миронова В.М., питання стійкості керованих коліс і динамічного розрахунку гідропідсилювача розглядалися в роботах Гречка Л.П., Перегона В.О., Чайковського І.П., Саломатіна П.О., Метлюка Н.Ф. та інших учених. Результати цих досліджень не дозволяють судити про фізичну природу явищ, що викликають коливання керованих коліс, у своїй більшості випадків є неповними, а результати, отримані різними авторами, часто мають розбіжності.

Таким чином, з аналізу літературних джерел встановлено:

1. Гідравлічний підсилювач кермового керування за наявності пружності його ланок викликає коливання керованих коліс.
2. Коливання керованих коліс, викликані гідравлічним підсилювачем кермового керування, на відміну від коливань “шимі” можуть виникати як на місці, так і під час руху автомобіля.
3. Коливання керованих коліс, зумовлені гідравлічним підсилювачем, за своєю фізичною природою подібні до коливань в гідравлічних системах інших механізмів, верстатів, літальних апаратів тощо.
4. Умова відсутності коливань, викликаних гідропідсилювачем, на місці є достатньою для стійкості керованих коліс автомобіля під час руху.
5. На стійкість керованих коліс проти коливань впливають, насамперед, пружність механічних і гідравлічних ланок системи гідравлічного підсилювача, люфти в з'єднаннях і кріпленнях механізмів кермового керування, тертя в рухомих частинах підсилювача, кінематика привода

золотника, момент інерції керованих коліс, розміри дроселюючих щілин розподільника, нелінійні характеристики елементів кермового керування.

У другому розділі наведено теоретичні дослідження коливань керованих коліс, що викликані гідравлічним підсилювачем. Принципову схему колісного керуючого модуля зображено на рис.1.

Кермове керування автомобіля складається в загальному випадку з двох складових: механічної та гідравлічної. Зв'язок та керування складових здійснюється розподільником. Ураховуючи різноманіття чинників, що формують стійкість керованих коліс проти коливань, викликаних гідравлічним підсилювачем, дослідження проводяться з такими припущеннями:

- дослідження проводяться при нерухомому автомобілі;
- нахили шворнів (подовжній і поперечний), установчі параметри керованих коліс (кут розвалу в нейтральному положенні та сходження), а також навантаження на кероване колесо при коливаннях є постійними та не залежать від амплітуди коливань;
- вплив моменту тертя в самоцентруючому підшипнику та моменту інерції його рухомої пластини, на яку спирається досліджуване колесо, ураховуються відповідно збільшенням моменту тертя в шворневому вузлі та моменту інерції колеса;
- для визначення впливу характеристик зв'язків еластичної шини з опорною поверхнею дослідження проводяться для лівого керованого колеса, встановленого на самоцентруючий підшипник.

На підставі рис. 1 та з урахуванням прийнятих допущень розроблено принципову схему для дослідження коливань, що зображено на рис. 2.

Кермове керування автомобіля з гідравлічним підсилювачем є автоматичною слідкуючою системою, що має два зворотні зв'язки за кутом повороту керованого колеса та за моментом опору повороту.

Передача енергії від джерела (насоса) до силового циліндра буде відбуватися доти, поки існує розузгодження (помилка) між керівним ( $\Theta_p$ ) та вихідним ( $\Theta_k$ ) сигналами. Кут розузгодження  $\Delta\Theta$  можна визначити за формулою

$$\Delta\Theta = \Theta_p - \Theta_1 = \Theta_p - \Theta_k \cdot i_{кп} \cdot i_{км}, \quad (1)$$

де  $i_{кп}$ ,  $i_{км}$  – передаточні числа відповідно кермового привода та кермового механізму.

Недоліком слідкуючих систем, що застосовуються в багатьох машинах, є схильність до появи автоколивань. Проведені нами спеціальні експериментальні дослідження свідчать про те, що автоколивання керованих коліс автомобіля виникають за наявності пружності гідравлічної складової системи кермового керування. Ця пружність може бути зумовлена нерозчиненим по-



вітрям у робочій рідині або еластичними трубопроводами. У цьому випадку при роботі підсилювача в гідравлічній складовій відбувається деформація пружних елементів, що викликає накопичення потенційної енергії. Ця потенційна енергія потім вивільняється, перетворюючись на кінетичну енергію повороту керованого колеса.

Для дослідження впливу пружності гідравлічної складової на коливання керованого колеса було проведено аналіз процесів, що відбуваються в механічній і гідравлічній складових при коливаннях протягом одного періоду. Для цього один період коливань поділено на чотири фази з урахуванням того, що в межах однієї фази фізичні процеси повинні залишатися постійними.

Дослідження коливань лівого керованого колеса, проводилися, ґрунтуючись, насамперед, на аналізі осцилограми із записом процесів, що відбуваються в коливальній системі після заміни масла гідравлічного підсилювача.

Результати аналізу одного періоду коливань, отримані при розшифровці осцилограми, зображено на рис. 3 експериментальними кривими зміни тиску в штоковій і безштоковій порожнинах силового циліндра залежно від часу протягом одного періоду коливань. Дані отримані при коливаннях лівого керованого колеса, встановленого на самоцентруючий підшипник, повернутого на кут  $10^\circ$  праворуч від нейтрального положення. Амплітуда коливань дорівнювала  $1^\circ$ , а частота - 4,6 Гц.

На графіку штриховою лінією нанесено криву, що є дзеркальним відображенням кривої зміни тиску рідини в штоковій порожнині протягом першої та другої фази коливань. Тоді, очевидно, заштрихована площа на цьому рисунку буде пропорційна енергії, що підводиться з боку насоса за один період коливань. Ця енергія використовується для подолання тертя та демпфування в коливальній системі, що забезпечує підтримку коливань керованого колеса.

Для визначення приведеної жорсткості коливальної системи нами запропоновано замінити фактичний тиск у порожнинах силового циліндра пружинами з жорсткостями  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ , приведеними до вісі шворня та еквівалентними за роботою, що виконується, фактичному тиску в силовому циліндрі. У результаті таких замін отримаємо систему рівнянь (2) щодо визначення пружних моментів, створюваних жорсткостями механічної та гідравлічної складових системи кермового керування.

$$1 \text{ фаза} \begin{cases} M_p = -C_p (\Theta_{\max} - \Theta) \\ M_{um} = C_1 \cdot \Theta; \\ M_{\delta/ш} = -C_3 \cdot (2\Theta_{\max} - \Theta) \end{cases} \quad 2 \text{ фаза} \begin{cases} M_p = C_p \cdot \Theta \\ M_{um} = C_1 (\Theta_{\max} + \Theta) + C_2 \cdot \Theta; \\ M_{\delta/ш} = -C_3 (\Theta_{\max} - \Theta) \end{cases}$$

$$3 \text{ фаза } \begin{cases} M_p = -C_p (\Theta_{\max} - \Theta) \\ M_{um} = -C_1 (2\Theta_{\max} - \Theta) + C_2 (\Theta_{\max} - \Theta); \\ M_{\delta/\text{ш}} = C_3 \cdot \Theta \end{cases} \quad 4 \text{ фаза } \begin{cases} M_p = C_p \Theta \\ M_{um} = -C_1 (\Theta_{\max} - \Theta). \\ M_{\delta/\text{ш}} = C_3 (\Theta_{\max} + \Theta) \end{cases} \quad (2)$$

Для визначення жорсткості умовних пружин  $C_1, C_2, C_3$  припустимо, що тиск у порожнинах силового циліндра змінюється за параболічним законом

$$p = k\Theta^2 + b\Theta + c, \quad (3)$$

де  $p$  - тиск у силовому циліндрі, Па;  $k, b, c$  - коефіцієнти параболи, що мають розмірності відповідно  $\frac{\text{Па}}{\text{град}^2}$ ,  $\frac{\text{Па}}{\text{град}}$  та Па.

Протягом однієї фази тиском у гідравлічному циліндрі буде виконуватися фактична робота  $A_\phi$  при повороті колеса на кут  $\Theta_{\max}$

$$A_\phi = \int_0^{\Theta_{\max}} s \cdot h \cdot p(\Theta) d\Theta = s \cdot h \cdot \left( k \cdot \frac{\Theta_{\max}^3}{3} + b \cdot \frac{\Theta_{\max}^2}{2} + c \cdot \Theta_{\max} \right), \quad (4)$$

де  $s$  – площа відповідної порожнини гідравлічного циліндра,  $\text{м}^2$ ;  $h$  – плече дії сили з боку штока гідравлічного циліндра відносно вісі шворня, м.

Умовна робота  $A_y$ , що виконується системою з постійною жорсткістю  $C$ , при повороті колеса на той самий кут протягом однієї фази, визначається за формулою

$$A_y = \int_0^{\Theta_{\max}} C \cdot \Theta d\Theta = C \cdot \frac{\Theta_{\max}^2}{2}, \quad (5)$$

де  $C$  - приведена до вісі шворня жорсткість пружини,  $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{град}}$ .

З рівності робіт  $A_\phi = A_y$  визначається еквівалентна жорсткість пружини при відомому законі зміни тиску масла в порожнині силового циліндра за формулою

$$C = 2s \cdot h \cdot \left( k \cdot \frac{\Theta_{\max}^3}{3} + \frac{b}{2} + \frac{c}{\Theta_{\max}} \right), \quad (6)$$

де  $\Theta_{\max}$  - амплітуда коливань, град.

Ваговий стабілізуючий момент від поперечного нахилу шворня в дисертації визначався трьома способами: класичної механіки, аналітичної геометрії та закону збереження енергії. При цьому три різні способи дозволили отримати ідентичні аналітичні залежності, що мають вигляд

$$M_{cm} = R_z \sin \alpha_{uu} (l_u - r_k \text{tg} \gamma_{uu}') \cos(\alpha_{uu} + \gamma_{uu}) \sin \Theta, \quad (7)$$

де  $R_z$  - рівнодіюча нормальних реакцій опорної поверхні, що діють на кероване колесо;  $l_u$  - довжина цапфи;  $r_k$  - радіус колеса;  $\alpha_{uu}$  - кут поперечного нахилу шворня;  $\gamma_{uu}$  - кут розвалу колеса в нейтральному положенні;  $\gamma'_{uu}$  - поточний кут розвалу, що визначається за виразом

$$\gamma'_{uu} = \gamma_{uu} + \alpha_{uu}(1 - \cos\Theta), \quad (8)$$

де  $\Theta$  - кут повороту цапфи керованого колеса.

При визначенні вагового стабілізуючого моменту від комбінованого нахилу шворня нами розглянуто два способи: аналітичної геометрії та на основі функціонального зв'язку між кутами нахилів шворня та повороту колеса. У результаті також отримані ідентичні залежності, що мають вигляд

$$M_{cm}(\Theta) = R_z(l_u - r_k \operatorname{tg} \gamma'_{uu})[\cos(\alpha_{uu} + \gamma_{uu}) \sin \alpha_{uu} \sin \Theta \pm \cos(\beta_{uu} + \gamma_{uu}) \sin \beta_{uu} \cos \Theta], \quad (9)$$

де  $\beta_{uu}$  - кут подовжнього нахилу шворня.

За наявності комбінованого нахилу шворня поточний кут розвалу визначається за формулою

$$\gamma'_{uu}(\Theta) = \gamma_{uu} + \alpha_{uu}(1 - \cos\Theta) \pm \beta_{uu} \sin \Theta. \quad (10)$$

Проведені дослідження лягли в основу розробки математичної моделі коливань керованого колеса, викликаних гідравлічним підсилювачем кермового керування. Схему до розробки математичної моделі подано на рис. 4.

Рівняння моментів у векторній формі, що діють на кероване колесо під час коливань, має такий вигляд

$$\overline{M}_j(\ddot{\Theta}) + \overline{M}_\delta^z(\dot{\Theta}) + \overline{M}_\delta^{uu}(\dot{\Theta}) + \overline{M}_{np}(\Theta) + \overline{M}_{mp} + \overline{M}_{cm}(\Theta) + \overline{M}_{z\delta}(\Theta) = 0, \quad (11)$$

де  $\overline{M}_j(\ddot{\Theta})$  - інерційний момент керованого колеса відносно вісі шворня;  $\overline{M}_\delta^z(\dot{\Theta})$  - демпфувальних момент, зумовлений механічною та гідравлічною системами кермового керування автомобіля;  $\overline{M}_\delta^{uu}(\dot{\Theta})$  - демпфувальних момент, зумовлений шиною;  $\overline{M}_{np}(\Theta)$  - пружний момент коливальної системи, зумовлений пружністю шини, механічною та гідравлічною системами кермового керування;  $\overline{M}_{mp}$  - момент тертя в підшипниках шворневого вузла;  $\overline{M}_{cm}(\Theta)$  - ваговий стабілізуючий момент, викликаний комбінованим нахилом шворня;  $\overline{M}_{z\delta}(\Theta)$  - збурюючий момент, створюваний тиском рідини в силовому циліндрі.

Оскільки в кожній фазі коливань пружні моменти мають відмінні значення, що визначаються за формулами (2), то математична модель складатиметься з чотирьох диференціальних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{ку} \ddot{\Theta} + (D_p + D_u) \dot{\Theta} + C_{1,4} \Theta = M_{cm}(\Theta) - M_{mp}(\Theta) + (2C_3 + C_u + C_p) \Theta_{\max} \\ - I_{ку} \ddot{\Theta} + (D_p + D_u) \dot{\Theta} + C_{2,3} \Theta = M_{cm}(\Theta) - M_{mp}(\Theta) + (C_3 - C_1) \Theta_{\max} \\ I_{ку} \ddot{\Theta} + (D_p + D_u) \dot{\Theta} + C_{2,3} \Theta = M_{зб}(\Theta) - M_{cm}(\Theta) - M_{mp}(\Theta) + (C_u + C_p + C_2 + 2C_1) \Theta_{\max} \\ - I_{ку} \ddot{\Theta} + (D_p + D_u) \dot{\Theta} + C_{1,4} \Theta = (C_1 - C_3) \Theta_{\max} - M_{cm}(\Theta) - M_{mp}(\Theta). \end{array} \right. , (12)$$

де  $C_{1,4} = C_u + C_p + C_1 + C_3$  - жорсткість коливальної системи в першій і четвертій фазах коливань;  $C_{2,3} = C_u + C_p + C_1 + C_2 + C_3$  - жорсткість коливальної системи в другій і третій фазах коливань.

Кожне рівняння системи (12) є неоднорідним диференціальним рівнянням другого порядку, що розв'язуються відомими методами вищої математики. Розв'язання може бути подане у вигляді

$$\Theta = Ae^{-nt} \cos(\omega_0 \sqrt{1 - \frac{n^2}{\omega_0^2}} t - \varphi) + \frac{s \cdot h \int_0^{\Theta_{\max}} p(\Theta) d\Theta}{4\Theta_{\max}} + (-sign \cos \omega_0 \sqrt{1 - \frac{n^2}{\omega_0^2}} t - \varphi) \cdot \frac{M_{mp}}{C_{np}} . (13)$$

У дисертаційній роботі проведені дослідження розв'язань однорідного та неоднорідного диференціальних рівнянь коливань. У результаті отримані три умови виникнення коливань керованого колеса:

$$(D_p + D_u) \langle 2\sqrt{C_{np} I_{ку}} ; \frac{s \cdot h \int_0^{\Theta_{\max}} p(\Theta) d\Theta}{\Theta_{\max} C_{np}} \rangle \frac{\Delta\Theta}{i_{кп} \cdot i_{км}} ; M_{mp} \langle \frac{s \cdot h \int_0^{\Theta_{\max}} p(\Theta) d\Theta}{4\Theta_{\max}} . (14)$$

Перша умова отримана в результаті дослідження розв'язань однорідного диференціального рівняння вільних коливань колеса, що будуть можливі у випадку, якщо  $n < \omega_0$ , де  $n = \frac{D_p + D_u}{2I_{ку}}$ ;

$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{np}}{I_{ку}}}$  - коефіцієнти однорідного диференціального рівняння  $\ddot{\Theta} + 2n \cdot \dot{\Theta} + \omega_0^2 \cdot \Theta = 0$ .

З другої умови випливає, що амплітуда коливань, зумовлена збурюючим моментом, повинна бути меншою за величину приведенного до вісі шворня кута розузгодження між керівним і вихідним сигналами. При цьому під розузгодженням розуміється величина переміщення золотника, що відповідає включенню розподільника.

Третя умова визначає можливість появи коливань, виходячи з витрат енергії, вказуючи на те, що підведена енергія від насоса в третій фазі коливань, повинна бути більшою за витрати енергії на подолання тертя в коливальній системі. Очевидно, це буде в тому випадку, якщо збурюючий момент, зумовлений підведенням енергії від насоса в третій фазі коливань, буде більшим за момент тертя в системі.

Три вказані умови (14) можуть виконуватися, насамперед, в тому випадку, якщо гідравлічна складова системи кермового керування буде пружною та зможе накопичувати при стисненні рідини потенційну енергію. Її пружність може бути викликана наявністю повітря в маслі гідропідсилювача або еластичними трубопроводами.

**У третьому розділі** наведено програму та методику експериментальних досліджень. Метою експериментальних досліджень є отримання даних для оцінювання достовірності математичної моделі коливань керованих коліс, викликаних гідравлічним підсилювачем.

Експериментальні дослідження коливань керованих коліс проводилися за допомогою створеної експериментальної установки, яка включала стенд для дослідження коливань, стенд для визначення моментів інерції керованого колеса, фальш-колесо, а також комплект вимірювальної апаратури. Схему стенда для дослідження коливань зображено на рис. 5.

До складу вимірювального комплексу входили тензодатчики, підсилювач 8АНЧ-7М, осцилограф К12-22, блок живлення, кабелі. На осцилограму фіксувалися наступні параметри: кут повороту колеса, кут повороту сошки, тиск у штоковій і безштоковій порожнинах силового циліндра, тиск насоса, переміщення золотника та штока силового циліндра.

Визначення вагового стабілізуючого моменту проводилося за допомогою тензометричного важеля. Для дослідження впливу розмірів контактної відбитки на величину вагового стабілізуючого моменту було виготовлене металеве фальш-колесо, що встановлювалося замість лівого керованого колеса з шиною для визначення вагового стабілізуючого моменту.

За допомогою створеної експериментальної установки розроблено методику визначення пружних та демпфувальних характеристик гідравлічної та механічної складових системи кермового керування та шин, моменту інерції колеса відносно вісі шворня, моментів тертя в підшипниках шворневого вузла та самоцентруючому підшипнику, а також експериментальних досліджень процесу коливань керованого колеса.

**Четвертий розділ** присвячено аналізу та синтезу результатів досліджень. За допомогою експериментальної установки отримано необхідні параметри коливальної системи: момент інерції відносно вісі шворня, момент тертя в підшипниках шворневого вузла та самоцентруючому підшипнику, залежності вагового стабілізуючого моменту від кута повороту цапфи, а також пружні та демпфувальні характеристики кермового керування та шини.

Результати досліджень вагового стабілізуючого моменту від поперечного та комбінованого нахилів шворня зображені на рис. 6 а, б.

З аналізу наведених графіків випливає, що розрахункові за формулами (7), (9) та експериментальні дані практично співпадають. При цьому експериментальні дані, що отримані при встановленні фальш-колеса, співпадають з даними, що отримані при встановленні еластичної шини. Різниця між розрахунком та експериментом не перевищувала 7%. Це підтверджує достовірність отриманих аналітичних залежностей щодо визначення вагового стабілізуючого моменту. Розрахункові залежності (8) та (10) щодо визначення поточного кута розвалу також повною мірою підтверджуються експериментальними даними.

Пружні та демпфувальні характеристики кермового керування та шини одержані шляхом аналізу кривих затухаючих коливань керованого колеса. При визначенні характеристик кермового керування керовані колеса вивішувались за допомогою домкрата, а кермовий вал фіксувався спеціальним кронштейном. Збуджувались вільні коливання, і на осцилограму фіксувалась залежність кута повороту колеса від часу. Характеристики шини визначалися аналогічно, але при встановленні колеса на бетонну поверхню з високим коефіцієнтом зчеплення. Демпфувальні та пружні характеристики механічної складової кермового керування зображені на рис. 7.

Аналіз графіків показав, що коефіцієнти демпфування та приведена жорсткість механічної складової кермового керування змінюються та є функціями амплітуди коливань. При збільшенні амплітуди коефіцієнт демпфування збільшується, а приведена жорсткість зменшується. Особливо помітно зменшується жорсткість механічної системи при амплітуді меншій за  $1^\circ$ . Стосовно шини, то при амплітуді до  $1^\circ$  її жорсткість залишається практично незмінною, а в подальшому зменшується.

На рис.8 зображені демпфувальні та пружні характеристики шини.

Кутова жорсткість шини  $C_\omega$ , що отримана в статиці відносно вертикальної осі, до кутів повороту  $1^\circ$  залишається практично постійною й зумовлена пружним закручуванням тіла шини між контактним відбитком, що знаходиться в стані зчеплення з опорною поверхнею, та жорстким ободом. Відсутність ковзання є основним чинником постійності жорсткості шини при малих кутах повороту.

З аналізу графіків також випливає, що характер кривих пружних параметрів шини  $C_{uw} = f(\Theta)$  та  $C_\omega = f(\Theta)$  однакові. Різниця між цими параметрами знаходиться в межах 24,5...77,5 Нм/град, що складає 3,39...11%. Ця різниця зумовлена, насамперед, похибками вимірювань.

З наведеного випливає, що пружні характеристики шини при коливаннях залишаються практично незмінними та відповідають характеристикам, отриманим в статиці, що підтверджується результатами досліджень А.С. Літвінова. Непостійність характеристик кермового керу-

вання залежно від амплітуди необхідно враховувати при дослідженнях коливань, викликаних гідравлічним підсилювачем.

Аналіз процесу коливань керованого колеса зображений у вигляді табл.1, у якій наведені параметри коливальних процесів за наявності повітря в маслі гідропідсилювача та при встановленні гумового шланга.

Таблиця 1

## Аналіз процесу коливань керованого колеса

Достовірність математичної моделі підтверджується практично збігом розрахункової та експериментальної частоти коливань. За наявності повітря в маслі гідропідсилювача розбіжність

Параметр	Коливання за наявності повітря в маслі гідропідсилювача	Коливання за наявності гумового еластичного шланга
Амплітуда коливань, $\Theta_{\max}$ , град	1	0,5
Закон зміни тиску: - в штоковій порожнині в 1-й фазі;	$p=0,08\Theta^2+0,22\Theta$	$p = 0,8\Theta^2+0,12\Theta$ .
- в штоковій порожнині в 2-й фазі;	$p=2,2\Theta^2 - 0,5\Theta$	$p = 2,08\Theta^2+0,44\Theta$
- в безштоковій порожнині.	$p=0,005\Theta^2+0,115\Theta$	$p=0,005\Theta^2+0,115\Theta$
- підведення енергії до коливальної системи	$p = -5,6\Theta^2 + 5,6\Theta$	$p = -8\Theta^2+4\Theta$
Жорсткості, Нм/град: - $C_1$	197,4	472
- $C_2$	500,9	847,6
- $C_3$	97,8	97,8
- механічної складової кермового керування, $C_p$	320	1100
- приведена за весь період коливань, $C_{np}$	865,65	2093,6
Розрахункова частота коливань, $\nu$ , Гц	4,89	7,61
Експериментальна частота коливань, Гц	4,6	8,18
Різниця між розрахунковою частотою та експериментальною, %	6,3	6,9

між розрахунковою й експериментальною частотою складає 6,3%, при установці гумового шланга ця розбіжність складає 6,9%. Така різниця зумовлена, насамперед, похибками при експериментальному визначенні пружних і демпфувальних характеристик кермового керування.

## ВИСНОВКИ

1. Актуальність проблеми забезпечення стійкості руху керованих коліс полягає в тому, що з двох існуючих джерел коливань, що мають місце при експлуатації автомобілів, а саме: коливань, викликаних дисбалансом (“шимі”), та коливань, зумовлених гідравлічним підсилювачем кермового керування, що з'являються при заміні жорстких трубопроводів на еластичні або за наявності повітря в маслі, останні є недостатньо вивченими, а їх математичні моделі містять багато недоліків і не можуть застосовуватися для практичних розрахунків.

2. Уперше коливання керованого колеса, що викликані гідравлічним підсилювачем, в межах одного періоду поділені на чотири фази, що дозволило точніше описати математичними залежностями закономірності процесів, що відбуваються, та розкрити причини виникнення коливань.

3. На основі аналізу розробленої математичної моделі коливань керованих коліс, викликаних гідравлічним підсилювачем кермового керування, вперше сформульовано три умови виникнення коливань. Коливання виникають, якщо:

- коефіцієнт демпфування коливальної системи менший за граничний за стійкістю проти коливань, що залежить від приведеної жорсткості коливальної системи та моменту інерції керованого колеса відносно вісі шворня;

- амплітуда збурень, що викликана моментом від тиску масла, створюваного насосом в порожнині силового циліндра, більша за величину приведенного до вісі шворня кута розузгодження між керівним і вихідним сигналами, при якому включається розподільник;

- підведена від насоса гідравлічного підсилювача енергія в третій фазі коливань більша за витрати енергії на подолання тертя та демпфування за весь період коливань.

4. Приведена жорсткість механічної системи кермового керування та її коефіцієнт демпфування змінюються в процесі коливань та є функціями амплітуди коливань. При збільшенні амплітуди жорсткість зменшується, а коефіцієнт демпфування зростає.

5. Експериментальними дослідженнями встановлено, що пружні характеристики шини розміру 1300x530-533 моделі ВІ-3 під час коливань відповідають цим характеристикам, отриманим в статиці. При амплітуді коливань до  $1^\circ$  і куті повороту колеса до  $1^\circ$  на місці приведена та кутова жорсткості шини залишаються практично постійними. При подальшому збільшенні величини амплітуди та кута повороту більше за  $1^\circ$  значення цих характеристик пружності шини зменшується, а її коефіцієнт демпфування зростає.

6. Встановлено, що підведення енергії, яка підтримує коливання, від насоса до коливальної системи відбувається практично тільки в третій фазі, а в межах кожної фази пружність гідравлічної системи можна враховувати жорсткостями умовних пружин, еквівалентних за виконаною



роботою фактичному тиску в порожнинах силового циліндра. Отримана залежність щодо визначення жорсткості умовних пружин.

7. Ваговий стабілізуючий момент впливає на частоту та амплітуду коливань керованих коліс за рахунок зміни жорсткості гідравлічної системи кермового керування, що, у свою чергу, пропорційна тиску рідини в порожнинах силового циліндра.

8. Проведені комплексні дослідження вагового стабілізуючого моменту та поточного кута розвалу від нахилів шворня способами класичної механіки, аналітичної геометрії та з використанням закону збереження енергії дали можливість отримати однакові розрахункові залежності. Аналіз проведених експериментальних досліджень як з еластичною шиною при різному тиску повітря в ній, так і з фальш-колесом підтвердив повною мірою достовірність отриманих аналітичних залежностей щодо визначення вагового стабілізуючого моменту та поточного кута розвалу. При цьому доведено, що розміри контактної відбитка практично не впливають на величину та напрямок дії вагового стабілізуючого моменту.

9. Результатами експериментальних досліджень підтверджується достовірність розробленої математичної моделі коливань, викликаних гідравлічним підсилювачем кермового керування, встановлюються якісний і задовільний кількісний збіг (7 - 9%) результатів з експериментальними даними.

### ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Солтус А.П., Харьков А.А., Черненко С.М., Дунь С.В. О моменте трения в подшипниках шкворневых узлов грузовых автомобилей // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Наукові праці КДПУ.- Кременчук: КДПУ, 2004.- Вип.6.2004 (29). - С. 100-102.

2. Солтус А.П., Черненко С.М. Визначення вагового стабілізуючого моменту, викликаного поперечним нахилом шворня // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал "Машинознавство". - Львів, 2002. - №7(61).- С.46-51.

3. Солтус А.П., Черненко С.М. Визначення впливу поздовжнього нахилу шворня на ваговий стабілізуючий момент // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал "Машинознавство".- Львів, 2003.- №6(72). - С. 47-50.

4. Солтус А.П., Черненко С.М. Влияние упругости рулевого управления с гидроусилителем на колебания управляемых колёс автомобиля // Вісник Кремен. держ. політ.університету: Наукові праці КДПУ.- Кременчук: КДПУ, 2003.- Вип.6/2003 (23).- С.107-112.

5. Солтус А.П., Черненко С.М. Исследование устойчивости управляющего колесного модуля против колебаний, вызванных гидравлическим усилителем // Сборн. научных трудов КГПУ, 2001.- Вып. 1(10).- С.101-104.

6. Солтус А.П., Черненко С.М. О функциональной взаимосвязи углов поворота цапфы и управляемого колеса автомобиля // Вісник Кремен. держ. політ.університету: Наукові праці КДПУ.- Кременчук: КДПУ, 2002.- Вип. 6(17).- С.63-65.

7. Солтус А.П., Черненко С.М. Определение весового стабилизирующего момента от комбинированного наклона шкворня // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов ХНАДУ.- Харьков: ХНАДУ, 2003.- Вип. 12.- С.23-26.

8. Солтус А.П., Черненко С.М. Устойчивость управляемого колеса против колебаний // Сборник трудов ХНАДУ. Харьков: ХНАДУ, 2001.- Вип.7, 8.- С.143-145.

9. Солтус А.П., Черненко С.М., Ниденс А.Н. Экспериментальное определение моментов инерции управляемых колёс автомобилей // Проблемы создания новых машин и технологий: Научные и региональные конференции.- Кременчук: КГПИ, 1999.- Вип.1.- С.287-291.

## АНОТАЦІЯ

**Черненко С.М. Підвищення стійкості колісного керуючого модуля проти коливань, викликаних гідравлічним підсилювачем кермового керування автомобіля. – Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – Автомобілі та трактори. – Національний транспортний університет, Київ, 2005р.

Розроблена математична модель коливань керованих коліс, в основу якої покладено принцип поділення одного періоду на чотири фази. На основі математичної моделі одержані умови виникнення коливань, спричинених гідравлічним підсилювачем.

Запропоновано в математичній моделі фактичний тиск у порожнинах гідравлічного циліндру замінити умовними пружинами з постійними жорсткостями. Отримана залежність щодо визначення жорсткості еквівалентних пружин за умови рівності робіт, що виконуються фактичним тиском і системою з постійною жорсткістю.

Отримані аналітичні залежності щодо визначення вагового стабілізуючого моменту від поперечного та комбінованого нахилів шворня, а також щодо визначення поточного кута розвалу.

Створена експериментальна установка, що складається зі стендів для дослідження коливань і визначення моментів інерції керованих коліс, фальш-колеса, тензометричного важеля та виміральної установки. Розроблена методика визначення пружних і демпфувальних характеристик гідравлічної та механічної складових системи кермового керування та шин, моменту інерції колеса відносно вісі шворня, моментів тертя в підшипниках шворневого вузла та самоцентруючому підшипнику, а також експериментальних досліджень процесу коливань керованих

ного колеса. Экспериментальными дослідженнями підтверджено достовірність розробленої математичної моделі коливань.

Ключові слова: керуючий колісний модуль, гідравлічний підсилювач, коливання, амплітуда, жорсткість, демпфування, ваговий стабілізуючий момент, експериментальна установка.

## АННОТАЦИЯ

**Черненко С.М. Повышение устойчивости колёсного управляющего модуля против колебаний, вызванных гидравлическим усилителем рулевого управления автомобиля. – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – Автомобили и тракторы. – Национальный транспортный университет, Киев, 2005 г.

В диссертации разработана математическая модель колебаний управляемого колеса на месте, в основу которой положен принцип разделения одного периода на четыре фазы. Такое разделение позволило более точно описать математическими зависимостями закономерности колебательного процесса и выявить механизм подвода энергии в колебательную систему, который происходит в третьей фазе. На основе математической модели получены условия возникновения колебаний управляемого колеса, обусловленные гидравлическим усилителем.

Колебания возникают, если коэффициент демпфирования колебательной системы меньше предельного по устойчивости против колебаний; амплитуда возмущений, вызванная моментом от давления масла, создаваемого насосом в полости силового цилиндра, больше величины приведенного к оси шкворня угла рассогласования между управляющим и выходным сигналами, при котором включается распределитель; подведённая от насоса гидравлического усилителя энергия в третьей фазе колебаний больше затрат энергии на преодоление трения и демпфирования за весь период колебаний.

Предложено в математической модели фактическое давление в полости силового цилиндра заменить условными пружинами с постоянными жесткостями. Получена зависимость для определения жёсткости эквивалентных пружин при условии равенства работ, которые выполняются фактическим давлением и системой с постоянной жесткостью.

Получены идентичные аналитические зависимости для определения весового стабилизирующего момента и текущего угла развала от наклонов шкворня способами классической механики, аналитической геометрии и с использованием закона сохранения энергии. Анализ проведенных экспериментальных исследований как с эластичной шиной, так и с фальш-колесом подтвердил в полной мере достоверность полученных зависимостей.

Установлено, что упругие характеристики шины размера 1300x530-533 модели ВИ-3 во время колебаний соответствуют этим характеристикам, полученным в статике. При амплитуде колебаний до  $1^\circ$  и угле поворота колеса до  $1^\circ$  на месте приведенная и угловая жёсткости шины остаются практически постоянными. При дальнейшем увеличении величины амплитуды и угла поворота более  $1^\circ$  значения этих характеристик упругости шины уменьшаются, а её коэффициент демпфирования с увеличением амплитуды колебаний возрастает. Упругие и демпфирующие характеристики механической составляющей системы рулевого управления изменяются и являются функциями амплитуды колебаний. С увеличением амплитуды колебаний приведенная жёсткость рулевого управления уменьшается, а коэффициент демпфирования аналогично шине увеличивается.

Весовой стабилизирующий момент влияет на частоту и амплитуду колебаний управляемых колёс за счёт изменения жёсткости гидравлической системы рулевого управления, которая, в свою очередь, пропорциональна давлению жидкости в полостях силового цилиндра.

Создана экспериментальная установка, которая состоит из стендов для исследования колебаний и определения моментов инерции управляемых колес, фальш-колеса, тензометрического рычага и измерительной установки. Разработана методика определения упругих и демпфирующих характеристик гидравлической и механической систем рулевого управления и шин, момента инерции колеса относительно оси шкворня, моментов трения в подшипниках шкворневого узла и самоцентрирующемся подшипнике, а также экспериментальных исследований процесса колебаний управляемого колеса. Проведенные экспериментальные исследования подтверждают в полной мере достоверность разработанной математической модели колебаний управляемого колеса, вызванных гидравлическим усилителем, дают удовлетворительное совпадение расчётных и экспериментальных данных (7-9%).

Ключевые слова: управляющий колесный модуль, гидравлический усилитель, колебания, амплитуда, жесткость, демпфирование, весовой стабилизирующий момент, экспериментальная установка.

#### **ABSTRACT**

**Chernenko S.M. Increase of wheel steering module against vibrations caused by the hydraulic booster in a car steering. - Manuscript.**

Thesis for a candidate degree of technical science on a specialty 05.22.02 - Automobiles and tractors. - National Transport University, Kiev, 2005.

A mathematical model of guided wheels vibrations is developed, the basis of which is the principle of dividing one period into four phases. From this mathematical model are obtained criteria of vibrations, caused by the hydraulic booster.

Actual pressure in cavities of hydraulic cylinder is offered to be replaced by conditional springs with permanent rigidity. Obtained dependence for determining rigidity of equivalent springs on conditions of equality of works done by actual pressure and system with the permanent rigidity.

Obtained analytical relations for determining weight stabilizing point between transversal and combine inclinations of pivot and also for determining current angle of wheel inclinations.

An experimental installation was created, it includes some stands for investigation vibrations and determination inertia torques of guided wheels, false wheel, and measuring equipment. Worked out methods to determine elastic characteristics of hydraulic and mechanical systems of steering and tires, wheel inertia torques in relations to pivot axis, friction moments in bearing pivot knot and the selfcentering bearing and also experimental tests in the process of guided wheel vibrations. Experimental investigations prove the developed mathematical vibration model.

Key words: wheel steering module, hydraulic booster, vibrations, rigidity, weight stabilizing point, experimental installations.