

УКРАЇНСЬКИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

ВАКУЛІЧ АНАТОЛІЙ ВАСИЛЬОВИЧ

УДК 629.114.3:629.113.073

ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ
КЕРУЮЧОГО КОЛІСНОГО МОДУЛЯ ДВОХЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА
ЗА КРИТЕРІЯМИ СТІЙКОСТІ РУХУ

05.22.02 - Автомобілі і трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

КИЇВ-1997



Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Українському транспортному університеті та Луцькому автомобільному заводі.

Наукові керівники – доктор технічних наук, професор, академік
ТАУ Сахно Володимир Прохорович
доктор фізико-математичних наук, професор
Лобас Леонід Григорович

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор
Солтус Анатолія Петрович
кандидат технічних наук, доцент
Ященко Микола Михайлович

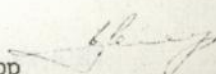
Провідна організація – Національний аграрний університет
(м. Київ)

Захист відбудеться *26 червня* 1997 р. о *10* годині на
засіданні спеціалізованої вченої ради Д.01.27.02. при Українсько-
му транспортному університеті (252010 Київ, вул. Суворова, 1).

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Українського
транспортного університету.

Автореферат розісланий *23 травня* 1997 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,
кандидат технічних наук, професор


М.М. Дмитрієв

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. При конструюванні автотранспортних засобів неухильно зростають вимоги до забезпечення їх стійкого руху у різноманітних умовах.

Створення науково обґрунтованих методик для більш досконалого визначення характеристик рульового керування автомобілів і автопоїздів та їх впливу на показники стійкості руху складає актуальну проблему. Особливу увагу в цій проблемі привертає залежність стійкості руху автопоїзда від сумісного функціонування двох сполучених ланок із різними функціональними характеристиками. Їх об'єднання в єдину механічну систему, керовану за допомогою колісного модуля, розширює можливості дослідження та прогнозування критеріїв стійкості руху автопоїзда аналітичними методами.

Враховуючи велику вартість експериментальних досліджень і доводочних робіт, виготовлення прототипів, витрати часу для досягнення оптимальних характеристик керованості та стійкості руху, важливо ще на стадії проектування обґрунтовано вибрати оптимальні масово-геометричні і конструктивні параметри автомобіля або автопоїзда. В зв'язку з цим, актуальним є створення методики вибору та оптимізації конструктивних і експлуатаційних параметрів модулів автомобіля чи автопоїзда, які впливають на стійкість руху в спектрі експлуатаційних швидкостей, а також прогнозування поведінки транспортного засобу при дії на нього зовнішніх динамічних факторів.

Мета роботи – розробка методики для визначення кількісного та якісного впливу параметрів керуючого колісного модуля на стійкість руху автопоїзда і їх вибір по заданих характеристиках тягача та причепу.

Основні завдання роботи:

1. Розробка математичної моделі автомобіля і двохланкового автопоїзда (з причепом) з врахуванням геометричних, кінематичних і динамічних параметрів рульового керування автомобіля, автомобіля в цілому і причепу.

2. Дослідження впливу експлуатаційних і конструктивних параметрів керуючого колісного модуля автомобіля (ККМ), автомобіля-тягача і причепа на стійкість руху транспортного засобу.

3. Розробка методики вибору та оптимізації конструктивних і експлуатаційних параметрів ККМ автомобіля, конструктивних параметрів автомобіля і автопоїзда з точки зору стійкості руху.

4. Перевірка адекватності математичної моделі і співставлення результатів комп'ютерного моделювання і експериментальних досліджень.

Загальна методика досліджень. В роботі використовуються аналітичні та експериментальні методи досліджень. Методика базується на математичних моделях прямолінійного та керованого руху одиночного автомобіля і автопоїзда, які в свою чергу, складають основу пакету комп'ютерних програм. На його базі за допомогою ЕОМ здійснювався багатоваріантний аналіз досліджуваних об'єктів. Результати аналітичних досліджень співставлялись з результатами експериментальних випробувань, отриманих в ході дорожніх тестів.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

— запропонована трьохмасова математична модель двохланкового автопоїзда (тягача з причепом), яка враховує коливання керуючого колісного модуля. Останній надає системі додаткову степінь волі, в результаті чого порядок системи диференціальних рівнянь руху стає рівним семи; враховані поздовжній нахил осі шкворня, жорсткість і момент в'язкого тертя в рульовому керуванні;

- проведені теоретичні і експериментальні дослідження по оцінці стійкості прямолінійного руху автомобіля і автопоїзда та виконана порівняльна оцінка математичних моделей з різним ступенем ідеалізації (врахування нелінійної гіпотези відведення, нелінійних характеристик жорсткості і в'язкого тертя в КМ);

- розроблені методика та алгоритми числово-аналітичного визначення критичної швидкості і порогової швидкості початку коливальної нестійкості автомобіля і автопоїзда, числово-аналітичний алгоритм отримання областей асимптотичної стійкості, коливальної і дивергентної нестійкості руху автомобіля і автопоїзда. Запропонована методика дозволяє підбирати або оптимізувати такі конструктивні та експлуатаційні параметри керуючого колісного модуля автомобіля, автомобіля і причепу, які забезпечують, в межах експлуатаційних швидкостей та навантажень стійкість руху екіпажу.

Практична цінність викладених в дисертаційній роботі досліджень полягає в тому, що розроблені математичні моделі автомобіля і автопоїзда дозволяють прогнозувати характеристики стійкості прямолінійного руху транспортного засобу при різних експлуатаційних і конструктивних параметрах. Методика і розрахункові комп'ютерні програми, що створені на основі математичних моделей руху транспортного засобу (автомобіля або двохланкового автопоїзда), можуть використовуватись в конструкторських бюро серійних та перспективних автомобілів для оптимізації або вибору конструктивних та експлуатаційних параметрів керуючого колісного модуля, конструктивних параметрів автомобіля і причепу. Програми дозволяють швидко, в вигляді графіків і січень простору параметрів отримувати області стійкості та прогнозувати поведінку транспортного засобу, що дозволяє уникнути виготовлення прототипів, і приводить до значного скорочення часу досягнення оптимального рішення і

матеріальних затрат.

Реалізація роботи. Розроблена в роботі методика "Вибір та обґрунтування конструктивних та експлуатаційних параметрів керуючого колісного модуля автомобіля, конструктивних параметрів автомобіля та автопоїзда по критерію стійкості руху" впроваджена в технологічний процес конструювання серійних та перспективних автомобілів в конструкторсько-експериментальному відділі Луцького автомобільного заводу.

Апробація роботи. Результати роботи доповідались і обговорювались на VI Українській конференції "Моделювання і дослідження стійкості систем" (Київ, 1995р), на міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми автомобільного транспорту на сучасному етапі" (Київ, УТУ, 1996 р), на 3-й Українській конференції з автоматизації керування "Автоматика-96" (Севастополь, СевДТУ, 1996 р.), науковій конференції УТУ (Київ, 1996 р).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи і результати досліджень висвітлені в 6 друкованих роботах.

Структура і обсяг дисертації.

Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків; вміщує список використаних джерел (155 назв). Робота викладена на 185 сторінках машинописного тексту, включаючи 95 рисунків, 5 таблиць. Додаток вміщує акт впровадження, основні ком'ютерні програми з прикладного пакету "STABILIT".

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовані мета і завдання досліджень, викладені її наукова новизна і практична цінність, проведено короткий огляд і аналіз основних досліджень по впливу керуючого колісного модуля на

стіякість руху автомобіля та автопоїзда.

Дослідженнями стійкості займалися багато вчених, але найбільш значний вклад внесли А.М.Ляпунов і його послідовники - Н.Г.Четаєв, Н.Д.Моїсєєв, Н.Н.Красовський та інші. В еволюції дослідження теорії стійкості можна виділити два етапи. Перший - ігнорування досягнень математичної теорії стійкості, коли автомобілі проектувались тільки з урахуванням їх міцності і динамічних властивостей. Але в подальшому, з підвищенням швидкостей руху було виявлено таку властивість транспортних засобів, як нестійкість. Проведені при цьому дослідження розкрили всю складність питання і розпочали другий етап - орієнтацію досліджень на математичну теорію стійкості. Однією з перших в цій області була монографія Я.М.Певзнера, яка започаткувала строгий математичний підхід до аналізу стійкості руху автомобіля. В подальший період цими питаннями займалися А.С.Литвинов, А.А.Хачатуров, Л.В.Гячев, А.А.Мартинюк, Л.Г.Лобас, Н.В.Нікітіна, В.Г.Вербицький, М.М.Бахмутський, Д.А.Антонов, В.П.Сахно, М.А.Носенков, Л.Л.Гінцбург та інші.

Незважаючи на досить широке коло дослідників, які займалися загальною теорією стійкості, питання впливу параметрів керуючого колісного модуля на характер руху автомобіля і автопоїзда розглянуті тільки в працях Ароновича Г.В., Певзнера Я.М., Колесникова К.С., Ілларіонова В.А., Фортункова Д.Ф., Солтуса А.П., Лобаса Л.Г., Сахно В.П., а також - W.Deiniger, E.Fiala, L.Segel, A.Slibar, P.R.Pasley, Satohita, Okada.

Жодну з розглянутих вище робіт не можна назвати вичерпною у плані постановки задачі. Їх математичні моделі потребують уточнень і доповнень.

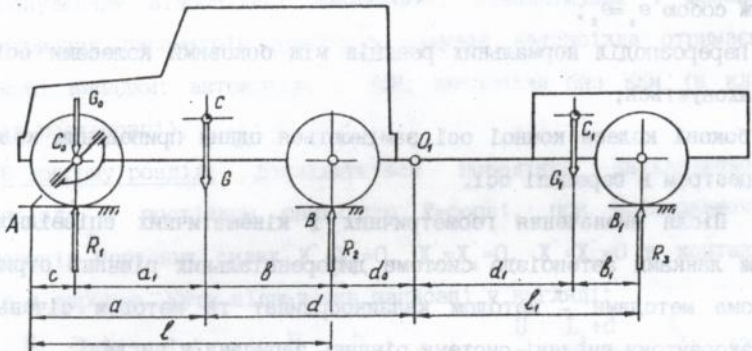
Огляд вітчизняних і зарубіжних публікацій показує, що на сучасному етапі немає єдиного теоретичного підходу до обґрунтування

конструктивних і експлуатаційних параметрів керуючого колісного модуля, які впливають на стійкість руху одиночного автомобіля і автопоїзда.

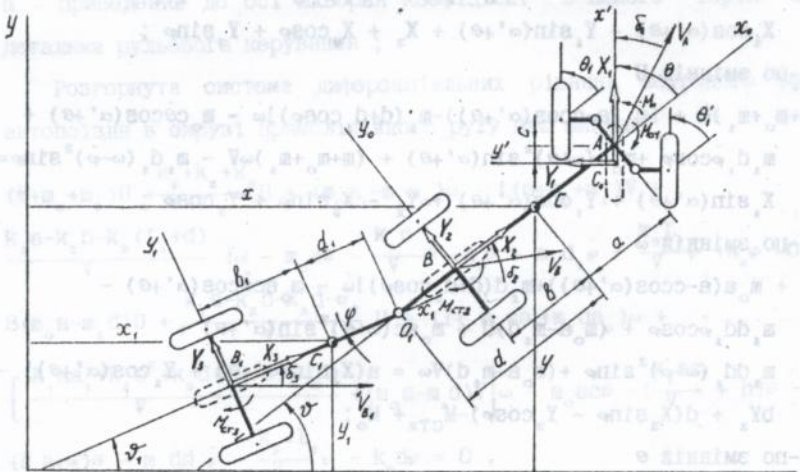
Перший розділ присвячений розробці математичної моделі двохланкового автопоїзда з урахуванням параметрів керуючого колісного модуля. Розглянуто плоско-паралельний рух автопоїзда як системи, що складається з трьох парціальних підсистем – корпусу тягача з центром мас в точці C , керуючого колісного модуля з центром мас в точці C_0 , і причепу, центр мас якого знаходиться в точці C_1 (рис.1). ККМ включає в себе керовані колеса автомобіля, кути повороту яких ϵ_1 і ϵ_2 , та рухомі деталі рульового приводу. Кут між поздовжньою віссю тягача і дишлом причепу (кут складання) позначено як φ , кут повороту руля – α .

При складанні диференціальних рівнянь руху двохланкового автопоїзда були прийняті такі спрощення і припущення:

- складові елементи автопоїзда є абсолютно твердими тілами;
- вантаж на автопоїзді розташований так, що центри мас ланок, а також зчепний пристрій знаходяться в вертикальній площині симетрії ланки;
- основною траєкторією є траєкторія руху центра мас тягача;
- рух здійснюється по рівній горизонтальній поверхні;
- гіроскопічні моменти і неврівноважені моменти частин, які обертаються, не враховуються;
- в шарнірах відсутні люфти;
- взаємодія коліс з опорною поверхнею в боковому напрямі описується через реакцію полотна дороги як функція кута відведення нелінійною гіпотезою; стабілізуючі моменти шин також описуються як нелінійна залежність від кута відведення;
- кути повороту лівого і правого коліс ККМ приймаються рівними



a)



b)

Рис.1. Розрахункові схеми автопоїзда.

а) вид з боку;

б) вид в плані;

між собою $\theta'_1 = \theta''_1$;

- перерозподіл нормальних реакцій між боковими колесами осі не враховується;

- бокові колеса кожної осі замінюються одним приведеним колесом з центром в середині осі.

Після визначення геометричних і кінематичних співвідношень між ланками автопоїзда система диференціальних рівнянь отримана двома методами - методом квазікоординат та методом січень. В розгорнутому вигляді система рівнянь записана у вигляді:

-по змінній V

$$(m+m_0+m_1)\ddot{V} + (m_0 c \sin(\alpha'+\theta) - m_1 d_1 \sin\varphi)\dot{\omega} + m_0 c \ddot{\theta} \sin(\alpha'+\theta) + m_1 d_1 \ddot{\varphi} \sin\varphi + m c (\omega+\dot{\theta})^2 \cos(\alpha'+\theta) - (m+m_0+m_1)\omega U + (m_1 d - m_0 a)\omega^2 + m_1 d_1 (\omega-\dot{\varphi})^2 \cos\varphi = X_1 \cos(\alpha'+\theta) - Y_1 \sin(\alpha'+\theta) + X_2 + X_3 \cos\varphi + Y_3 \sin\varphi ;$$

-по змінній U

$$(m+m_0+m_1)\ddot{U} + [m_0 (a - c \cos(\alpha'+\theta)) - m_1 (d+d_1 \cos\varphi)]\dot{\omega} - m_0 c \ddot{\theta} \cos(\alpha'+\theta) + m_1 d_1 \ddot{\varphi} \cos\varphi + m_0 c (\omega+\dot{\theta})^2 \sin(\alpha'+\theta) + (m+m_0+m_1)\omega V - m_1 d_1 (\omega-\dot{\varphi})^2 \sin\varphi = X_1 \sin(\alpha'+\theta) + Y_1 \cos(\alpha'+\theta) + Y_2 - X_3 \sin\varphi + Y_3 \cos\varphi ;$$

-по змінній ω

$$[I + m_0 a(a - c \cos(\alpha'+\theta)) + m_1 d(d+d_1 \cos\varphi)]\dot{\omega} - m_0 a c \ddot{\theta} \cos(\alpha'+\theta) - m_1 d d_1 \ddot{\varphi} \cos\varphi + (m_0 a - m_1 d)\ddot{U} + m_0 a c (\omega+\dot{\theta})^2 \sin(\alpha'+\theta) + m_1 d d_1 (\omega-\dot{\varphi})^2 \sin\varphi + (m_0 a - m_1 d)V\omega = a(X_1 \sin(\alpha'+\theta) + Y_1 \cos(\alpha'+\theta)) - bY_2 + d(X_3 \sin\varphi - Y_3 \cos\varphi) - M_{CT2} + M_0 ;$$

-по змінній θ

$$(I_0 + m_0 c^2)\ddot{\theta} + [I_0 + m_0 c(c - a \cos(\alpha'+\theta))] \dot{\omega} + m_0 c \dot{V} \sin(\alpha'+\theta) - m_0 c \dot{U} \cos(\alpha'+\theta) - m_0 c V \omega \cos(\alpha'+\theta) - m_0 c \omega (U + a\omega) \sin(\alpha'+\theta) = -cY_1 - M_{CT1} - M_0 ;$$

-по змінній φ

$$(I_1 + m_1 d_1^2)\ddot{\varphi} + [I_1 + m_1 d_1 (d_1 + d \cos\varphi)] \dot{\omega} + m_1 d_1 \dot{V} \sin\varphi + m_1 d_1 \dot{U} \cos\varphi - m_1 d_1 V \omega \cos\varphi - m_1 d_1 \omega (U - d\omega) \sin\varphi = Y_3 I_1 + M_{CT3} ;$$

$\alpha = f(t)$

(I)

Обнуленням відповідних динамічних, кінематичних і масово-геометричних параметрів одного з модулів автопоїзда отримаємо часткові випадки: автомобіль з ККМ; автопоїзд без ККМ (в класичній постановці).

В другому розділі досліджується поведінка двохланкового автопоїзда з постійною швидкістю $V = \text{const}$, при врівноважених поздовжніх бортових силах $X_1' = X_1'' = 0$, $X_2' = X_2'' = 0$, $X_3' = X_3'' = 0$ в контактні коліс з дорогою. Кути відведення записані у вигляді:

$$\delta_1 = \theta - \frac{U}{V} - \frac{a-c}{V}\omega + \frac{c}{V}\dot{\theta}, \quad \delta_2 = -\frac{U}{V} - \frac{b}{V}\omega, \quad \delta_3 = -\varphi - \frac{U}{V} + \frac{L_1+d}{V}\omega - \frac{L_1}{V}\dot{\varphi}; \quad (2)$$

В'язкопружний момент записаний як $M_0 = \kappa\theta + h\dot{\theta}$, де κ - приведений до осі шкворня коефіцієнт жорсткості деталей рульового керування; h - приведений до осі шкворня коефіцієнт в'язкого тертя між деталями рульового керування;

Розгорнута система диференціальних рівнянь збуреного руху автопоїзда в окрузі прямолінійного руху має вигляд:

$$\begin{aligned} & (m+m_0+m_1)\ddot{U} + \frac{k_1+k_2+k_3}{V}U + (m_0a_1-m_1a_0)\dot{\omega} - [(m+m_0+m_1)V + \\ & \frac{k_1a-k_2b-k_3(L_1+d)}{V}]\omega - m_0c\ddot{\theta} - \frac{k_1c}{V}\dot{\theta} - k_1\dot{\theta} + m_1d_1\dot{\varphi} + \frac{k_3L_1}{V}\dot{\varphi} + k_3\varphi = 0, \\ & 8(m_0a-m_1d)\ddot{U} + \frac{k_1a-k_2b-k_3d-\sigma_2}{V}U + (I+m_0aa_1+m_1da_0)\dot{\omega} + \\ & \left[\frac{k_1aa_1+k_2b^2+k_3d(L_1+d)+\sigma_2b}{V} + (m_0a-m_1d)V \right]\omega - m_0ac\ddot{\theta} - \left(\frac{k_1ac}{V} + h \right)\dot{\theta} - \\ & (k_1a+\kappa)\theta - m_1dd_1\dot{\varphi} - \frac{k_3dL_1}{V}\dot{\varphi} - k_3d\varphi = 0, \\ & -m_0c\ddot{U} - \frac{k_1c+\sigma_1}{V}U + [(I_0+m_0a_1c)]\dot{\omega} - [m_0cV + \frac{(k_1c+\sigma_1)a_1}{V}]\omega + \\ & (I_0+m_0c^2)\ddot{\theta} + \left[\frac{(k_1c+\sigma_1)c}{V} + h \right]\dot{\theta} + (k_1c+\sigma_1+\kappa)\theta = 0, \\ & m_1d_1\ddot{U} + \frac{k_3L_1+\sigma_3}{V}U - [I_1+m_1a_0d_1]\dot{\omega} + [m_1d_1V - \frac{(k_3L_1+\sigma_3)(L_1+d)}{V}]\omega + \\ & (I_1+m_1d_1^2)\ddot{\varphi} + \frac{(k_3L_1+\sigma_3)L_1}{V}\dot{\varphi} + (k_3L_1+\sigma_3)\varphi = 0; \quad (3) \end{aligned}$$

Для знаходження необхідних і достатніх умов стійкості прямо- лінійного руху автопоїзда був записаний характеристичний визнач- ник системи рівнянь (3):

$$\begin{vmatrix} a_{11}\lambda + c_{11} & a_{12}\lambda + c_{12} & a_{13}\lambda^2 + b_{13}\lambda + c_{13} & a_{14}\lambda^2 + b_{14}\lambda + c_{14} \\ a_{21}\lambda + c_{21} & a_{22}\lambda + c_{22} & a_{23}\lambda^2 + b_{23}\lambda + c_{23} & a_{24}\lambda^2 + b_{24}\lambda + c_{24} \\ a_{31}\lambda + c_{31} & a_{32}\lambda + c_{32} & a_{33}\lambda^2 + b_{33}\lambda + c_{33} & 0 \\ a_{41}\lambda + c_{41} & a_{42}\lambda + c_{42} & 0 & a_{44}\lambda^2 + b_{44}\lambda + c_{44} \end{vmatrix} = 0, \quad (4)$$

Після розкриття (4) було отримано характеристичне рівняння:

$$A_0\lambda^6 + A_1\lambda^5 + A_2\lambda^4 + A_3\lambda^3 + A_4\lambda^2 + A_5\lambda + A_6 = 0, \quad (5)$$

де $A_i = f(a_{mn}, b_{mn}, c_{mn})$ - коефіцієнти характеристичного визначника.

Стійкість або нестійкість незбуреного руху рішення системи диференціальних рівнянь (I) при сталій швидкості в некритичних по А.М.Ляпунову випадках визначається знаками дійсних частин коренів характеристичного рівняння (5). Ліва частина рівняння згідно теореми Безу представлена у вигляді:

$$A_0 \prod_{\nu=1}^S (\lambda - \lambda_{\nu}) \prod_{\nu=1}^O (\lambda^2 - 2\kappa_{\nu}\lambda + \omega_{\nu}^2) \quad (6)$$

При $A_0 > 0$ у випадку, коли $\lambda_{\nu} < 0$ $\kappa_{\nu} < 0$, $\omega_{\nu} > 0$ всі коефіцієнти рівняння (5) повинні бути додатними. Це складає необхідні умови стійкості прямолінійного руху автопоїзда. При їх виконанні умови Рауса-Гурвіца для рівняння (5) зводяться до двох умов: $\Delta_3 > 0$, $\Delta_5 > 0$, де

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & A_5 \\ A_0 & A_2 & A_4 \\ 0 & A_1 & A_3 \end{vmatrix}, \quad \Delta_5 = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & A_5 & 0 & 0 \\ A_0 & A_2 & A_4 & A_6 & 0 \\ 0 & A_1 & A_3 & A_5 & 0 \\ 0 & A_0 & A_2 & A_4 & A_6 \\ 0 & 0 & A_1 & A_3 & A_5 \end{vmatrix}. \quad (7)$$

Нерівності $A_0 > 0, \dots, A_6 > 0$, $\Delta_3 > 0$, $\Delta_5 > 0$, або згідно критерію Ляпуна-ра-Шипара нерівності якої з наступних чотирьох груп

1) $A_0 > 0, A_2 > 0, A_4 > 0, A_6 > 0, \Delta_1 > 0, \Delta_3 > 0, \Delta_5 > 0;$

2) $A_0 > 0, A_2 > 0, A_4 > 0, A_6 > 0, \Delta_2 > 0, \Delta_4 > 0, \Delta_6 > 0;$

3) $A_1 > 0, A_3 > 0, A_5 > 0, A_6 > 0, \Delta_1 > 0, \Delta_3 > 0, \Delta_5 > 0;$

4) $A_1 > 0, A_3 > 0, A_5 > 0, A_6 > 0, \Delta_2 > 0, \Delta_4 > 0, \Delta_6 > 0,$
 є необхідними і достатніми умовами стійкості руху.

Границями області стійкості в просторі параметрів слугують гіперповерхні $A_6 = 0$ і $\Delta_5 = 0$, на першій з яких є нульовий корінь (простий або кратний), на другій - пара чисто комплексних коренів.

Визначник для вільного члена A_6 характеристичного рівняння (5) запишеться:

$$A_6 = \begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} \end{vmatrix}, \quad (8)$$

де C_{mn} - коефіцієнти характеристичного визначника (4).

Розкривши (8) отримаємо аналітичний вираз гіперповерхні простору параметрів, яка є межею між зоною дивергентної нестійкості і зоною стійкості системи (3).

Передостанній визначник Гурвіца для характеристичного рівняння (5) має вигляд:

$$\Delta_5 = \begin{vmatrix} A_5 & A_3 & A_5 & 0 & 0 \\ A_6 & A_2 & A_4 & A_6 & 0 \\ 0 & A_1 & A_3 & A_5 & 0 \\ 0 & A_6 & A_2 & A_4 & A_6 \\ 0 & 0 & A_1 & A_3 & A_5 \end{vmatrix}, \quad (9)$$

де A_1 - коефіцієнти характеристичного рівняння (5).

Розкривши (9), отримаємо аналітичний вираз гіперповерхні простору параметрів, яка є межею між флатерною (коливальною) нестійкістю і асимптотичною стійкістю системи (3).

Для знаходження траєкторій характерних точок автопоїзда у збуреному русі необхідно проінтегрувати сукупну систему диференціальних динамічних і кінематичних рівнянь, попередньо привівши її до нормального виду Коші. Система (3) при сталій швидкості руху ($V = \text{const}$), після розв'язку відносно старших похідних запишеться:

$$\begin{cases} a_{11}\dot{U} + a_{12}\dot{\omega} + a_{13}\ddot{\theta} + a_{14}\ddot{\varphi} = Q_1; \\ a_{21}\dot{U} + a_{22}\dot{\omega} + a_{23}\ddot{\theta} + a_{24}\ddot{\varphi} = Q_2; \\ a_{31}\dot{U} + a_{32}\dot{\omega} + a_{33}\ddot{\theta} + a_{34}\ddot{\varphi} = Q_3; \\ a_{41}\dot{U} + a_{42}\dot{\omega} + a_{43}\ddot{\theta} + a_{44}\ddot{\varphi} = Q_4; \end{cases} \quad (10)$$

Високий порядок системи (10) і складні залежності коефіцієнтів лівої і правої частин не дозволяють провести виключно аналітичне дослідження. Реально отримати траєкторії характерних точок автопоїзда і фазові портрети можливо тільки числовими методами комп'ютерного моделювання. Для цього розроблена програма CURVE, алгоритм якої такий:

1) система (10) розв'язується відносно другої похідної $\ddot{y} = C^{-1}Bx$;
 2) вектор y розширяється до вектора x , тобто матриця $C^{-1}B$ типу (4×6) перетворюється в матрицю типу (6×6) шляхом додавання двох строк, всі елементи кожної з яких дорівнюють нулю, крім одного, рівного одиниці. Остання позначається як A .

В результаті інтегрування отримуємо залежності змінних (поперечну швидкість центра мас тягача, кутову швидкість рискання, кут повороту керованих коліс ККМ, кут складання причепа і їх похідні, курсовий кут, координати центра мас тягача) як функції часу:

$$\begin{aligned} x_1 &= u(t); & x_2 &= \omega(t); & x_3 &= \theta(t); \\ x_4 &= \dot{\theta}(t); & x_5 &= \varphi(t); & x_6 &= \dot{\varphi}(t); \\ x_7 &= v(t); & x_8 &= x_c(t); & x_9 &= y_c(t); \end{aligned} \quad (11)$$

В загальному випадку значення експлуатаційних та конструктивних параметрів автопоїзда, при яких $A_{\sigma} = 0$, названо критичними ($\Pi_{кр}$). $A_{\sigma} = 0$ - флатерними (Π_0). Для динаміки колісних машин експлуатаційним параметром, який суттєво впливає на стійкість прямолінійного руху, є курсова швидкість V транспортного засобу. Типовими є ситуації:

$$A_{\sigma} = 0 \rightarrow V = V_{кр}; \quad A_{\sigma} > 0 \rightarrow V < V_{кр}; \quad A_{\sigma} < 0 \rightarrow V > V_{кр}, \quad (12)$$

де V - швидкість руху автопоїзда; $V_{кр}$ - критична швидкість руху автопоїзда;

$$\Delta_{\sigma} = 0 \rightarrow V = V_{\sigma}; \quad \Delta_{\sigma} < 0 \rightarrow V > V_{\sigma}; \quad \Delta_{\sigma} > 0 \rightarrow V < V_{\sigma}, \quad (13)$$

де V - швидкість руху автопоїзда; V_{σ} - гранична швидкість коливальної нестійкості руху автопоїзда;

Отже існують два характерних значення швидкості руху автопоїзда $V = V_{кр} = f(A_{\sigma})$ і $V = V_{\sigma} = f(\Delta_{\sigma})$. Проте їх приведення до явного вигляду в зв'язку з великою розмірністю і кількістю вхідних параметрів складає в загальному випадку не вирішувану задачу і унеможливорює аналітичні методи дослідження.

Реально отримати вищенаведені залежності можливо тільки з допомогою числових методів комп'ютерного моделювання. Програма складається з основної програми і двох програм-модулів, перша з яких обчислює коефіцієнти характеристичного рівняння, друга - призначена для побудови січень простору параметрів (залежності екстремальних по стійкості прямолінійного руху швидкостей від характерних параметрів автопоїзда). Крім того, заштриховуються області, які одночасно задовільняють умовам $A_{\sigma} > 0$ і $\Delta_{\sigma} > 0$, тобто області стійкості прямолінійного руху автопоїзда.

Критеріями стійкості прямолінійного руху будуть екстремальні швидкості $V_{кр}$ і V_{σ} , а також області гіперпростору параметрів, обмежені гіперповерхнями A_{σ} і Δ_{σ} . Тому результатами числово-аналітичного дослідження будуть січення простору параметрів, за допомогою яких можливо проаналізувати вплив кожного з параметрів на стійкість руху автомобіля та автопоїзда.

На прикладі автопоїзда, масово-геометричні, конструктивні та експлуатаційні параметри якого $m_0 = 60$ кг, $m = 898$ кг, $10 = 9$ кг/м², $i = 956$ кг/м², $L_t = 2.19$ м, $a_1 = 0.93$ м, $b = 1.26$ м, $X = 3000$ Нм/рад, $h = 12$ Нмс/рад; причепа: $m_1 = 500$ кг, $1_1 = 175$ кг/м², $d_0 = 0.55$ м, $1_1 = 1.30$ м,

$b_1=0.05m$, проведено дослідження впливу варіації кожного з параметрів на стійкість руху транспортного засобу. Дослідження полягало в аналізі січень простору параметрів (курсова швидкість-параметр) руху автопоїзда та одиночного автомобіля для кожного з параметрів.

Після аналізу впливу параметрів кожного з модулів на стійкість прямолінійного руху автомобіля та автопоїзда були виділені суттєві і несуттєві параметри.

У третьому розділі подана методика вибору та оптимізації конструктивних та експлуатаційних параметрів керуючого колісного модуля автопоїзда та автомобіля.

Метою створення методики було визначення експлуатаційних, масово-геометричних та конструктивних параметрів модулів, які найбільш повно задовільняли б критеріям стійкості та керованості руху транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних швидкостей і навантажень. У відповідності з цим задачі, які можливо вирішувати за допомогою методики, визначені наступним чином:

- моделювання прямолінійного руху та руху по кривій радіуса R з закріпленим рульовим колесом;
- моделювання прямолінійного руху та руху по кривій радіуса R з вільним рульовим колесом;
- моделювання керованого руху, визначеного законом повороту рульового колеса;

Розв'язок наведених задач дозволяє отримувати наступні характеристики і оціночні показники стійкості та керованості руху транспортного засобу:

- 1) екстремальні по стійкості прямолінійного руху швидкості (критичну і порогову початку коливальної нестійкості);
- 2) характерні зони стійкості прямолінійного руху (асимптотичної

стіякості, коливальної та дивергентної нестіякості);

3) перехідні реакції на поворот рульового колеса:

-характеристика "ривок руля",

-характеристика "вихід із повороту",

-швидкий примусовий поворот руля автомобіля-тягача з повернутого положення в нейтральне (тільки для автопоїзда);

4) сталі реакції на поворот рульового колеса:

-характеристика статичної траєкторної керуваності,

-залежність зусилля на рульовому колесі від бокового прискорення автомобіля.

Розроблені методи побудови характеристик і визначення показників дозволили виявити якісні та кількісні показники стійкості руху, проаналізувати вплив суттєвих параметрів на стійкість та керуваність і визначити напрями зміни характеристик для знаходження оптимального рішення.

В четвертому розділі наведені мета і завдання експериментальних досліджень, об'єкти дорожніх тестів, вимірювальна та реструюча апаратура, методика проведення досліджень, аналіз результатів експерименту і оцінка математичної моделі.

В якості об'єкту для дорожніх випробувань був використаний експериментальний вантажопасажирський автомобіль ЛуАЗ-ІЗОІ з колісною формулою 4*4. Він оснащений передньою підвіскою свічного типу, рейковим рульовим керуванням з центральним розміщенням рульового механізму, задньою підвіскою на косих важілях.

В якості причіпної ланки використовувався причіп вантажний ЛуАЗ-8І48 ТУ 37.208.497-9І, обладнаний залежною пружинною підвіскою. Колісні модулі обладнані радіальними шинами І75-80 RІ3 моделі КАМА SUPER.

Суть експерименту полягала в дослідженні поведінки автопоїзда

(яого перехідних реакцій після сталого прямолінійного руху) внаслідок дії запрограмованого збурення при різних конструктивних параметрах рульового керування і різних експлуатаційних параметрах автопоїзда. Такими параметрами служили відповідно позовжній нахил шкворнів керуючого колісного модуля і курсова швидкість прямолінійного руху автопоїзда. Запрограмоване збурення автопоїзда здійснювалось різким поворотом рульового колеса з нейтрального положення і таким же його поверненням в попереднє з подальшим утримуванням без корегування.

В результаті експериментальних досліджень реакцій автопоїзда на дію запрограмованого збурення були отримані осцилограми: кута повороту рульового колеса; кута повороту правого керованого колеса; кута складання причепа. На магнітну плівку були записані залежності в часі бокового прискорення центру мас і курсового кута тягача, які в подальшому були перетворені в цифрову форму з допомогою спеціального комп'ютерного програмного забезпечення і приведені до табличних файлів даних. Для зручності досліджень, осцилограми були дискретизовані і також зведені до табличного формату даних та поміщені у відповідні файли, на основі яких були отримані графічні залежності в часі, приведені на рис.2.

На цих графіках, для порівняння, представлені також аналітичні результати числового комп'ютерного моделювання руху автопоїзда внаслідок дії збурюючої сили, визваної "ривком руля".

Аналізом результатів експериментальних досліджень доказана адекватність розробленої математичної моделі автомобіля та автопоїзда 1, зокрема, встановлено, що розрахункові криві кутів повороту керованих коліс тягача, кута складання причепа, курсового кута, бокового прискорення центра мас тягача з достатньою точністю описують реальні динамічні процеси, викликані збуренням транс-

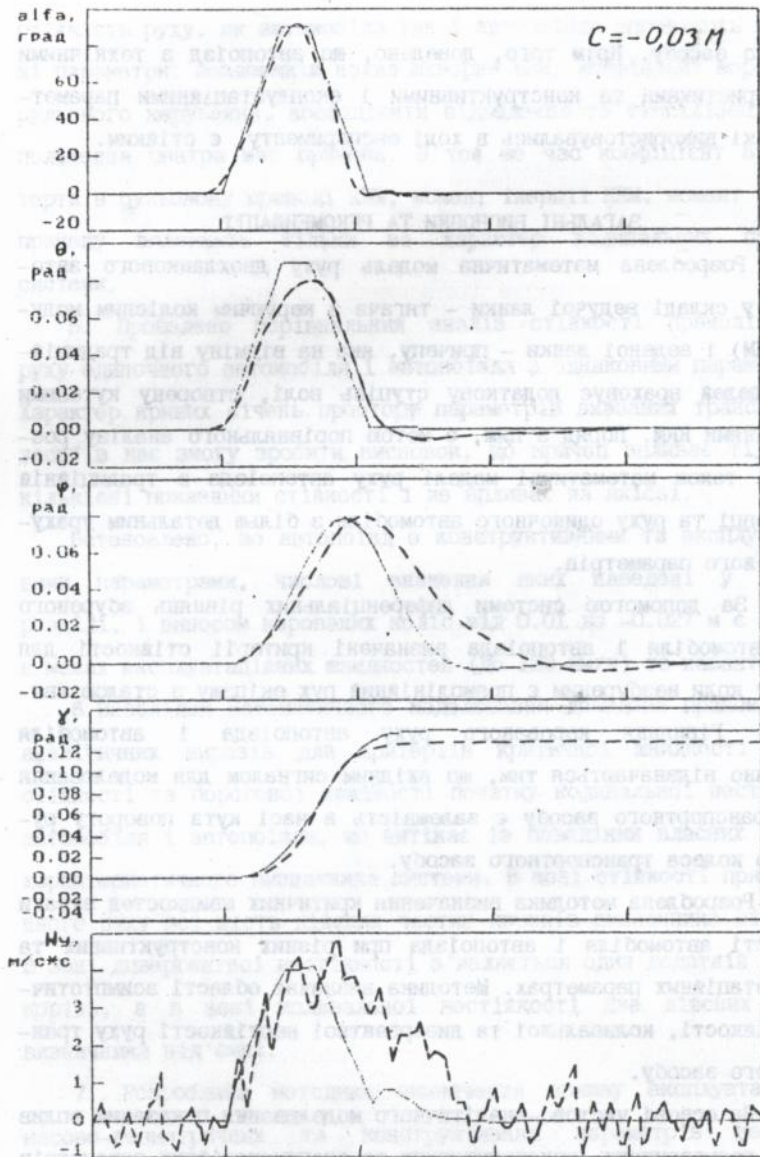


Рис. 2. Порівняння аналітичних і експериментальних реакцій автопоїзда при курсовій швидкості $V=40$ км/ч:

— - розрахункові; --- - експериментальні.

портного засобу. Крім того, доведено, що автопоїзд з технічними характеристиками та конструктивними і експлуатаційними параметрами, які використовувались в ході експерименту, є стійким.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Розроблена математична модель руху двохланкового автопоїзда у складі ведучої ланки - тягача з керуючим колісним модулем (ККМ) і веденої ланки - причепу, яка на відміну від традиційних моделей враховує додаткову ступінь волі, створену кутовими коливаннями ККМ. Поряд з цим, з метою порівняльного аналізу розроблені також математичні моделі руху автопоїзда в традиційній постановці та руху одиночного автомобіля з більш детальним урахуванням його параметрів.

2. За допомогою системи диференціальних рівнянь збуреного руху автомобіля і автопоїзда визначені критерії стійкості для випадку коли незбуреним є прямолінійний рух екіпажу з сталою швидкістю. Рівняння керованого руху автопоїзда і автомобіля позитивно відзначаються тим, що вхідним сигналом для моделювання руху транспортного засобу є залежність в часі кута повороту рульового колеса транспортного засобу.

3. Розроблена методика визначення критичних швидкостей втрати стійкості автомобіля і автопоїзда при різних конструктивних та експлуатаційних параметрах. Методика визначає області асимптотичної стійкості, коливальної та дивергентної нестійкості руху транспортного засобу.

4. На основі числово-аналітичного моделювання показаний вплив масово-геометричних, конструктивних та експлуатаційних параметрів на стійкість руху автомобіля і автопоїзда. Виділені суттєві та несуттєві параметри. Зокрема встановлено, що суттєвий вплив на

стіякість руху, як автомобіля так і автопоїзда справляють наступні параметри: поздовжній нахил шкворня ККМ, коефіцієнт жорсткості рульового керування, коефіцієнти відведення та стабілізації шин, положення центра мас причепа. В той же час коефіцієнт в'язкого тертя в рульовому приводі ККМ, момент інерції ККМ, момент інерції причепа впливають тільки на характер коливальних процесів системи.

5. Проведено порівняльний аналіз стійкості прямолінійного руху одиночного автомобіля і автопоїзда з однаковими параметрами. Характер кривих січень простору параметрів вказаних транспортних засобів дає змогу зробити висновок, що причеп впливає тільки на кількісні показники стійкості і не впливає на якісні.

Встановлено, що автопоїзд з конструктивними та експлуатаційними параметрами, числові значення яких наведені у другому розділі, і виносом керованих коліс від 0.01 до -0.027 м є стійким в межах експлуатаційних швидкостей (до 120 км/ч) та навантажень.

6. Внаслідок математичного моделювання доведена правомірність аналітичних виразів для критеріїв критичної швидкості втрати стійкості та порогової швидкості початку коливальної нестійкості автомобіля і автопоїзда, що витікає із поведінки власних значень характеристичного визначника системи. В зоні стійкості прямолінійного руху всі шість дійсних частин коренів визначника від'ємні. В зоні дивергентної нестійкості з'являється один додатній дійсний корінь, а в зоні коливальної нестійкості два дійсних кореня визначника від'ємні.

7. Розроблена методика визначення впливу експлуатаційних, масово-геометричних та конструктивних параметрів керуючого колісного модуля за критеріями стійкості руху автотранспортного засобу дозволяє моделювати прямолінійний рух і рух по колу з

закріпленням та вільним рульовим колесом, а також керований рух визначений законом повороту рульового колеса.

Реалізований у пакеті комп'ютерних програм алгоритм дозволяє отримати результати розрахунків у вигляді графіків і січень простору параметрів, які зручні як у наукових дослідженнях, так і при конструюванні автомобілів.

8. Дорожні випробування підтвердили достовірність результатів комп'ютерного моделювання за створеною методикою, що вказує на достатню адекватність розробленої математичної моделі. При однаковому якісному характері експериментальних і аналітичних кривих максимальні відхилення амплітуд коливання досліджуваних параметрів не перевищили 8 % , похибка відхилення коливань по фазі не перевищила 36 % .

9. Методика вибору та обґрунтування масово-геометричних та конструктивних параметрів колісних модулів за критеріями стійкості руху транспортного засобу впроваджена в технологічний процес вдосконалення серійних та конструювання перспективних моделей автомобілів в конструкторсько-експериментальному відділі Луцького автомобільного заводу.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ДИСЕРТАЦІЇ ОПУБЛІКОВАНІ В ТАКИХ ПРАЦЯХ:

1. Барилевич Е.Л., Вакуліч А.В. Всеколесное рулевое управление и перспективы его использования на автомобилях и автопоездах. - Проблеми автомобільного транспорту на сучасному етапі: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції (20..21 червня 1996 р.). Київ, УТУ, 1996 р., с.184-186.
2. Сахно В.П., Вакуліч А.В. Алгоритм і програма знаходження екстремальних по стійкості прямолінійного руху швидкостей автопоезда та побудови областей стійкості і нестійкості. - Проблеми

- автомобільного транспорту на сучасному етапі: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції (20..21 червня 1996 р.). Київ, УТУ, 1996 р., с.170-172.
- 3.Сахно В.П., Вакуліч А.В. Вплив конструктивних параметрів керованого колісного модуля на стійкість прямолінійного руху автомобіля та автопоїзда.-Праці західного наукового центру: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів, Львів-Трускавець, Т.3, с.116-120.
- 4.Сахно В.П.,Вакуліч А.В. До створення методики визначення параметрів керованості та стійкості руху автотранспортних засобів за допомогою ПЕОМ.// Праці 3-ї Української конференції з автоматизації керування ("Автоматика 96"): Севастополь, 9-15 вересня 1996 р.- Т.3 -Севастополь: СевДТУ, 1996. -с. 92.
- 5.Вакуліч А.В. Математическая модель автопоезда с учетом управляющего колесного модуля. Укр. трансп. ун-т -Київ, 1995, -7с.:ил. -Библиогр.:4 назв.-Рус.-Деп. в ГНТБ Украины.
- 6.Вакуліч А.В. Области устойчивости прямолинейного движения двухосного автопоезда с учетом управляющего колесного модуля (УКМ) в пространстве параметров.-Тезисы докладов Украинской конференции "Моделирование и исследование устойчивости систем".-Київ, 1995, с.24.

АННОТАЦИЯ

Вакуліч А.В. Выбор и обоснование конструктивных параметров управляющего колесного модуля двухзвенного автопоезда по критериям устойчивости движения.-Рукопись.-Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02-Автомобили и тракторы. Украинский транспортный университет, Киев, 1997.

Разработана математическая модель прямолинейного и управляемого движения автомобиля и автопоезда с помощью которой исследовано влияние массово-геометрических, конструктивных и эксплуатационных параметров на устойчивость движения.

Предложена методика выбора и обоснования параметров управляющего колесного модуля позволяет на стадии конструирования формировать необходимые эксплуатационные свойства устойчивости и управляемости автомобиля и автопоезда.

Ключевые слова: автомобиль, автопоезд, управляющий колесный модуль, устойчивость.

ABSTRACT

Vakkulych A.V. Choice and ground for constructive parameters of two-links auto-train steering wheel modulus according to stability traffic criteria. Dissertation thesis for the academic degree of candidate of science on speciality 05.22.02 - Automobiles and tractors. Ukranian Transport University, Kiyv, 1997.

Calculated rectilinear and control automobile and auto-train traffic mathematic model helps to reserch the influence of wieght-geometric, constructive and maintenance parameters on stability automobile and auto-train traffic.

Proposed choise and grond methods of steering wheel modulus parameters let form necessary maintenance characteristics of automobile and auto-train stability and steering on the construction stage.

Keywords: automobile, auto-train, steering wheel modulus, stability.

Підп. до друку 20.05.97. Формат 60×84^{1/16}.
Папір друк. № 1. Спосіб друку офсетний. Умовн. друк. арк. 10.
Умовн. фарбо-відб. 10. Обл.-вид. арк. 10.
Тираж 100^{пр}. Зам. № 7-1629.

Фірма «ВІПОЛ»
252151, Київ, вул. Волинська, 60.

400.70 SA

43622

AB 37.967