

Гандзюк Д.М., Гандзюк М.О.
Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ БІЧНИХ СИЛ, ЩО ВИНИКАЮТЬ ПРИ РУСІ МОДУЛЬНОГО ТРИЛАНКОВОГО ПРИЧІПНОГО АВТОПОЇЗДА У СКЛАДІ «АВТОМОБІЛЬ-ТЯГАЧ – ДВОВІСНИЙ ПІДКАТНИЙ ВІЗОК – ТРИВІСНИЙ НАПІВПРИЧІП»

Ефективним засобом скорочення чисельності транспортних засобів при збереженні обсягів вантажоперевезень є використання багатоланкових автопоїздів.

З огляду на зростання інтенсивності руху на сучасних автомагістралях, необхідно підвищити безпеку транспортних засобів для уникнення аварійних ситуацій, що несуть за собою погіршення здоров'я людей та значні матеріальні втрати при пошкодженні транспортних засобів та вантажів.

Зважаючи на це, поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів у сучасних умовах руху є одним із пріоритетних завдань для забезпечення високого рівня безпеки їх експлуатації з максимальною ефективністю використання.

Вирішення цих проблем неможливе без розробки математичної моделі руху модульного триланкового причіпного автопоїзда, у якій були б враховані основні кінематичні та геометричні співвідношення, кути встановлення осей, нормальні реакції опорної поверхні та бічні сили на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні автопоїзда у криволінійному та прямолінійному русі а також кути відведення коліс автомобіля-тягача, підкатного візка та напівпричепа.

Саме тому дана робота присвячена визначенню залежності між кутами відведення та бічними силами, що виникають при гальмуванні модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі.

Ключові слова: автопоїзд; модульний триланковий причіпний автопоїзд; причіпна ланка; причіп; напівпричіп; підкатний візок; математична модель; експлуатаційні властивості; стійкість; нормальні реакції; бічні сили; бічне відведення; коефіцієнт опору; гальмівний режим.

ВСТУП

Для досягнення високих показників продуктивності використання автопоїздів при здійсненні вантажоперевезень необхідно створити умови для їх експлуатації з максимальною ефективністю, тобто із максимальним завантаженням та при русі на максимальних швидкостях. Для цього, в першу чергу, потрібно забезпечити дотримання даними транспортними засобами основних експлуатаційних властивостей, що визначають безпеку руху. Серед найбільш важливих техніко-експлуатаційних властивостей автопоїздів, що забезпечують безпеку їх руху, варто виокремити стійкість, зокрема у гальмівному режимі. Адже втрата стійкості часто приводить до створення дорожньо-транспортних пригод, що супроводжуються травмуванням та значними матеріальними втратами.

Характер руху автопоїзда принципово відрізняється від руху одиночного автомобіля. Відмінність можна пояснити наявністю додаткових зусиль, що виникають у шарнірних з'єднаннях ланок транспортного засобу, а також сил і моментів, які діють на його окремі ланки та рух транспортного засобу в цілому. Особливо помітним є їх вплив при гальмуванні автопоїзда, яке може супроводжуватися складанням ланок та втратою стійкості транспортного засобу. Це пояснюється тим, що у процесі гальмування на автомобіль діють сили та моменти в різних площинах та напрямках. Під їх впливом змінюється навантаження окремих коліс. Вплив бічних сил призводить до перевантаження коліс одного борту транспортного засобу, а також може спричинити відведення або ковзання його коліс. Тому правильний вибір математичної залежності між кутами відведення та бічними силами обумовлює відповідність між теоретичними викладками та даними, які отримуються під час експериментальних досліджень.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Погіршення стійкості автопоїзда може призвести до фатальних наслідків. Тому є необхідність дослідження впливу компоновальних та експлуатаційних факторів на стійкість триланкового автопоїзда у гальмівному режимі.

Проблемі стійкості руху автомобіля та автопоїзда присвячено багато робіт, оскільки вона є важливою характеристикою, яка визначає його поведінку під впливом зовнішніх факторів. Дослідженню стійкості транспортних засобів при гальмуванні присвячені роботи Чудакова Є.О., Певзнера Я.М., Ляпунова О.М., Фалькевича Б.С., Литвинова А.С., Косолапова Г.М., Хачатурова А.А., Антонова Д.А., Закіна Я.Х., Ревіна О.О., Малюгіна П.М., Соцкова Д.О., Хамова І.В., Ревіна С.О.,

Солнцева О.М., Сахна В.П., Полякова В.М., Подригала М.А., Волкова В.П. та інших науковців.

Детальний аналіз публікацій показує, що робіт, присвячених дослідженню експлуатаційних властивостей багатоланкових автопоїздів (насамперед, триланкових) порівняно не багато. Так, у роботах [2], [3], [4], [5] розглянуто рух триланкових автопоїздів різних компоновальних схем у різних режимах руху.

Дослідженню маневреності та стійкості руху автопоїздів компоувальної схеми «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» присвячені роботи [1], [6], [7].

Плоску математичну модель руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» розроблено у роботі [1].

У роботі [6] визначено основні кінематичні та геометричні співвідношення та розроблено рівняння для знаходження кутів відведення коліс осей ланок при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі.

У роботі [7] отримано рівняння та визначено нормальні реакції опорної поверхні на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі.

Для дослідження бічних сил, що виникають при русі автопоїзда у гальмівному режимі обрано компоувальну схему модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» як універсальну та перспективну (розроблену фірмами «Scania» та «Krone»).

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є вибір математичної залежності між кутами відведення та бічними силами та визначення бічних реакцій на колесах осей ланок модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Найбільш впливовим фактором, що визначає маневреність і стійкість руху автопоїзда, є бічне відведення шин коліс окремих його ланок. Тому правильний вибір математичної залежності між кутами відведення та бічними силами обумовлює відповідність між даними теоретичних та експериментальних досліджень.

Спроби моделювання динаміки руху автомобіля і автопоїзда виявили необхідність побудови теорій, що описують природу кочення колеса.

Умовно всі існуючі теорії [8] можна розділити на три основні напрямки:

- засновані на рівняннях кінематичних зв'язків;
- деформаційні;
- ті, що ґрунтуються на гіпотезі нелінійного відведення.

Кожний напрямок має свої плюси і мінуси і немає підстав для надання переваги тій або іншій теорії.

Основними недоліками існуючих теорій є те, що вони [9]:

- ґрунтуються на відсутності елементарного ковзання в контактні колеса з опорною поверхнею;
- виходять із передумови малих кутів повороту колеса і кутів відведення;
- вважають, що кривизна середньої лінії шини в зоні контакту збігається з кривизною траєкторії руху колеса;

- використовують коефіцієнти і деякі характеристики руху шини, отримані для необертового колеса.

Описані теорії є лінійними, що не дає можливості відобразити все різноманіття нелінійних форм взаємозв'язків для колеса, що котиться по поверхні, яка є не абсолютно твердою.

До сих пір ще не розроблено прийнятної з усіх поглядів теорії, яка дозволила б виразити явище відведення аналітично й одночасно якісно описати фізичні процеси, що відбуваються при коченні колеса з відведенням.

Однак результати великого числа експериментів, проведених у різних країнах, дозволяють стверджувати:

- залежність між кутом відведення і бічною силою у загальному випадку нелінійна;

- при малих кутах відведення зміна відношення $\frac{Y}{\delta}$ порівняно невелика і може вважатися

постійною $\left(\frac{Y_{\delta}}{\delta} = k_y = const \right)$, а отже залежність $Y_{\delta} = f(\delta)$ - лінійною.

Відношення $\frac{Y_\delta}{\delta}$ одержало назву коефіцієнта опору відведення k_y .

Він залежить від великого числа чинників:

- розміри і конструкція колеса;
- тиск повітря в шині;
- величина сил, що діють на колеса;
- швидкість руху;
- тип і стан дорожнього покриття;
- форма траєкторії руху центру колеса (прямолінійна, криволінійна) і швидкість її зміни за часом або шляхом;
- характер додаткових сил, що діють на колеса, і швидкість зміни цих сил.

Теорія нелінійного відведення $Y = k_y \delta$ припускає використання залежності з урахуванням функції корекції нелінійного відведення. У цьому випадку залежність бічної сили від кута відведення набуває вигляду [10]:

$$Y = qk_{yoe} \delta, \quad (1)$$

де: q - загальна функція корекції, що описує всі нелінійні характеристики процесу відведення;

k_{yoe} - екстремальне значення коефіцієнта опору бічному відведенню в залежності від вертикального навантаження на колесо ($k_{yoe} = f(Z)$).

Величина коефіцієнта опору відведення залежить від методики його визначення.

Виконаними дотепер дослідженнями встановлено, що з використанням спрощеної математичної моделі автомобіля і нелінійної теорії відведення отримані результати ближчі до експериментальних, ніж при застосуванні складної математичної моделі автомобіля з істотно меншим числом допущень і лінійної теорії відведення.

Саме тому стали використовувати нелінійні залежності і враховувати ковзання в контактні колеса з опорною поверхнею.

Находженню аналітичного вираження залежності $Y = f(\delta)$, що найповніше відображає явище відведення, присвячено велику кількість теоретичних і експериментальних досліджень.

Найбільше розповсюдження серед них отримали залежності І. Рокара і Д. А. Антонова.

Модель І. В. Рокара [9] була однією із перших моделей взаємодії між колесом та поверхнею дороги. У моделі Рокара, якщо крива залежності бічної реакції від кута бічного відведення $Y = f(\delta)$ при будь-якому значенні кута відведення $\delta > 0$ опукла, то даному випадку відповідають такі можливі аналітичні апроксимації

$$Y = k_0 \arctg(c\delta), \quad Y = k_0 th(c\delta), \quad Y = \frac{k\delta}{\sqrt{1 + \chi^2 \delta^2}}, \quad (2)$$

де k - коефіцієнт опору бічному відведенню;

c - коефіцієнт пропорційності;

δ - кут бічного відведення;

$\chi = k / Y'$, $Y' = \psi Z$, Y' - максимально можлива бічна сила;

ψ - коефіцієнт поперечного зчеплення між шиною та опорною поверхнею;

Z - вертикальне навантаження на колесо.

Прийнявши останню із апроксимацій (2), отримаємо рівняння для визначення бічних реакцій $Y_{\alpha\beta}$ на осях автопоїзда:

$$Y_{\alpha\beta} = \frac{k_{\alpha\beta} \delta_{\alpha\beta}}{\sqrt{1 + \chi_{\alpha\beta}^2 \delta_{\alpha\beta}^2}}, \quad \chi_{\alpha\beta} = \frac{k_{\alpha\beta}}{\psi Z_{\alpha\beta}}. \quad (3)$$

Для визначення показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі більш зручною є залежність, запропонована Д. А. Антоновим [10]. Вчений розробив теорію нелінійного відведення, в якій враховується вплив на опір відведенню коліс множини факторів, а також їх змінність в процесі руху колеса. Він запропонував визначати значення коефіцієнта опору бічному відведенню коліс як функцію деякої постійної величини цього коефіцієнта та низки перемінних коефіцієнтів.

$$Y = qk_{yoe}\delta, \quad (4)$$

де k_{yoe} - екстремальне значення коефіцієнта опору відведенню коліс k_{yo} (при $\delta=0$) в залежності від величини вертикального навантаження на колесо $k_{yo} = f(Z)$;

q - коефіцієнт корекції зв'язку між бічною силою і кутом відведення коліс (визначається добутком коригуючих коефіцієнтів):

$$q = q_N q_T q_\gamma q_\varphi q_k q_u q_{zpr} q_{zk} q_{nv}. \quad (5)$$

Коригуючі коефіцієнти враховують вплив таких факторів:

q_N - вертикального навантаження;

q_T - тягових та гальмівних зусиль на колесах;

q_γ - кута нахилу колеса до площини дороги при його вертикальному переміщенні;

q_φ - якості дорожнього покриття;

q_k - коливань колеса при його русі по нерівній поверхні;

q_u - тиску повітря у шині;

q_{zpr} - властивостей ґрунтової дороги;

q_{zk} - наявності у конструкції автомобіля задніх керованих коліс;

q_{nv} - неусталеного відведення коліс.

У процесі дослідження розглядаємо модульний триланковий причіпний автопоїзд у складі автомобіля-тягача Scania P230 CB 6x4 ENZ із знімним кузовом Wecon WB Jumbo 7,82, двовісного підкатного візка (причепи-візка) «Dolly» фірми «KRONE» та напівпричепи Kogel Cargo MAXX light.

Тягач обладнаний шинами розміром 315/80 R22,5; підкатний візок - 385/65 R22,5; напівпричіп - 385/65 R22,5.

Зважаючи на конструктивні особливості досліджуваного автопоїзда, та з огляду на те, що автомобільні поїзди в основному експлуатуються на дорогах з твердим покриттям, коефіцієнти q_γ , q_k , q_u , q_{zpr} , q_{zk} , q_{nv} можна прийняти рівними одиниці. Тоді отримаємо таку залежність для визначення бічних сил на колесах осей автопоїзда:

$$Y = qk_{yoe}\delta = q_N q_T q_\varphi k_{yoe}\delta. \quad (6)$$

Коефіцієнт q_N , відповідно до методики Д. А. Антонова [10] рекомендується визначати із співвідношення:

$$q_N = 1 - 0,6 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right)^3 - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right) - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}}, \quad (7)$$

де $\Delta R_{Ze} = R_Z - R_{Ze}$,

R_Z - нормальна реакція опорної поверхні на колеса автопоїзда;

R_{Ze} - нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню коліс.

$$R_{Ze} = R_{Zном} - 0,0726 \left(\frac{HD}{B} \right)^2 \left(\frac{d}{B} \right)^2 \left(\frac{n_{uu} + 8}{n_{uu}} \right) H (D^2 - d^2)^2 \times \\ \times \left[3,75 R_{Zном} + 15 - 1000 \left(\frac{n_{uu}}{n_{uu} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} \right], \quad (8)$$

де $R_{Zном}$ - нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає номінальному тиску повітря в шині за каталогом фірми-виробника, Н;

H - висота профілю шини, м;

B - ширина профілю шини, м;

n_{uu} - кількість шарів корду шини;

D, d - зовнішній і внутрішній діаметри шини, м.

Коефіцієнт q_T визначають залежно від значення коефіцієнта використання сили зчеплення k_s .

Якщо $k_s \leq 0,5$, то q_T рекомендується визначати із залежності:

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi R_z} \right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_x}{R_z}}, \quad (9)$$

де R_x - гальмівне (тягове) зусилля на колесах осей автопоїзда.

При значенні $k_s > 0,5$, коефіцієнт q_T рекомендується визначати із залежності:

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi R_z} \right)^2}}{1 + 3 \left(1 - \left| \frac{R_x}{\phi R_z} \right| \right) \left(0,08 + 0,17 \frac{R_z}{R_{zn}} \right) \left(1 - \frac{R_y}{R_{ym}} \right) \frac{R_x}{R_z}} + \frac{4\phi R_z}{k_{yoe}} \left(0,5 + \frac{R_x}{\phi R_z} \right), \quad (10)$$

де R_{zn} - номінальне нормальне навантаження на шину;

R_{ym} - максимальна бічна сила по зчепленню колеса.

$$R_{ym} = \sqrt{(\phi R_z)^2 - R_x^2}. \quad (11)$$

$R_x / R_z = \gamma$ - питома гальмівне зусилля на колесах автопоїзда.

Коефіцієнт q_ϕ визначають із залежності:

$$q_\phi = \frac{\arctg \left[\frac{q_N k_{yoe} \pi}{2\phi R_z} (\delta - 0,026) \right]}{\frac{q_N k_{yoe} \pi}{2\phi R_z} (\delta - 0,026)}, \quad (12)$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;

δ - кут бічного відведення колеса автопоїзда;

k_{yoe} - екстремальний коефіцієнт опору бічному відведенню.

$$k_{yoe} = 1000 \left(\frac{n_{uu}}{n_{uu} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} + \frac{6,2}{d^3 (n_{uu} + 8)} \left[\frac{DHB}{(D^2 - d^2)d} \right] p_{uu}, \quad (13)$$

де H - висота профілю шини;

- B - ширина профілю шини;
- $n_{ш}$ - кількість шарів корду шини;
- D, d - зовнішній і внутрішній діаметри шини;
- $p_{ш}$ - тиск повітря в шині.

Використовуючи масові та геометричні параметри досліджуваного автопоїзда визначаємо:

- на основі рівняння (7) зміну коефіцієнта корекції впливу вертикального навантаження на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_N від нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей автопоїзда R_Z . Зважаючи на конструктивні особливості підкатного візка та напівпричепа, нормальні реакції опорної поверхні на їх осях прийнято однаковими;

- на основі рівняння (9) залежність коефіцієнта корекції впливу гальмівних зусиль на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_T від питомого гальмівного зусилля γ та від коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею φ ;

- на основі рівняння (13) залежність екстремального коефіцієнта опору бічному відведенню шин k_{yoe} від тиску повітря $p_{ш}$ в шинах автомобіля-тягача, підкатного візка та напівпричепа.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Серед найбільш важливих техніко-експлуатаційних властивостей автопоїздів, що забезпечують безпеку їх руху, варто виокремити стійкість, зокрема у гальмівному режимі. Адже втрата стійкості часто приводить до створення дорожньо-транспортних пригод. Саме тому визначення залежності між кутами відведення та бічними силами, що виникають при гальмуванні модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі обумовлює відповідність між теоретичними викладками та даними, які отримуються під час експериментальних досліджень.

ВИСНОВОК

У роботі вибрано математичні залежності для визначення коефіцієнта опору бічному відведенню шин та бічних реакцій на колесах осей ланок модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі.

На основі проведених досліджень можна стверджувати, що:

- при зростанні нормальних реакцій в контактні колеса з опорною поверхнею R_Z коефіцієнт корекції впливу вертикального навантаження на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_N , а, відповідно, і коефіцієнт k_{yoe} опору бічному відведенню шин, спочатку зростає та досягає максимального значення, а потім починає зменшуватися.

- питома гальмівна сила γ чинить значний вплив на коефіцієнт k_{yoe} опору бічному відведенню шин. При зростанні питомого гальмівного зусилля γ до 1 значення коефіцієнта корекції впливу гальмівних зусиль на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_T зменшується до 0. Тому при дослідженні показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі необхідно приймати до уваги значення коефіцієнта корекції впливу гальмівних зусиль на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_T , що враховує наявні гальмівні зусилля.

- при зростанні коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею φ , коефіцієнт корекції впливу гальмівних зусиль на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_T також зростає.

- екстремальний коефіцієнт опору бічному відведенню шин k_{yoe} залежить від тиску повітря в шині $p_{ш}$. Збільшення чи зменшення тиску повітря спричиняє прямо пропорційне зростання чи зниження значення коефіцієнта k_{yoe} .

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Гандзюк М.О., Селезньов Е.Л., Гандзюк Д.М. Розробка плоскої математичної моделі руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок з неповоротними осями (dolly) - тривісний напівпричіп // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник, випуск 55, Луцьк: Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ, 2016 – С. 72-79.

2. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В., Поляков В.М. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності трьохланкових автопоїздів // Автошляховик України. Окремий випуск. – 2003. Жовтень. – С. 98-101.
3. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В. До визначення показників маневреності і стійкості руху трьохланкових автопоїздів // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів. - К.:НТУ, 2003. - № 17. - С. 141-146.
4. Сахно В.П. Математичне моделювання триланкових автопоїздів в поздовжній, вертикальній і поперечній площинах / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Глінчук // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. Науковий журнал, 2013. - Вип. 3. - С. 73-84.
5. Сахно В.П. Порівняльна оцінка маневреності триланкових автопоїздів різних компоновальних схем / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Р.М. Марчук, П.О. Гуменюк // Автомобільний транспорт. Науково-виробничий журнал, 2013. - №1 (231). – С. 2-6.
6. Гандзюк М.О., Гандзюк Д.М. До питання дослідження руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі // М.О. Гандзюк, Д.М. Гандзюк // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019. – №1 (12) – С 29-40.
7. Гандзюк Д.М., Гандзюк М.О., Стельмашук В.В. Визначення нормальних реакцій опорної поверхні при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач – двовісний підкатний візок – тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі // Д.М. Гандзюк, М.О. Гандзюк, В.В. Стельмашук // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019. – №2 (13) – С 38-51.
8. Сахно В.П., Гейко С.В., Крестянполь О.А. До визначення кутів відведення коліс транспортних засобів при дослідженні стійкості руху // Автошляховик України. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 1999. – Окремий випуск №2. – С. 93 – 97.
9. Рокар И. Неустойчивость в механике / И. Рокар. – М.: Изд-во иностр. лит., 1959. – 317 с.
10. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1984. – 164 с.

REFERENCES

1. Handziuk, M.O., & Seleznev, E.L., & Handziuk, D.M. (2016). Rozrobka ploskoi matematychnoi modeli rukhu modulnoho trylankovoho prychipnoho avtopoizda u skladi «avtomobil-tiahach - dvovisnyi pidkatnyi vizok z nepovorotnymy osiamy (dolly) - tryvisnyi napivprychip [Development of flat mathematical model of motion of the module three-unit towed lorry convoy in composition a «car-tractor is a biaxial light cart with irrevocable axes (dolly) is a triaxial semitrailer]. *Naukovi notatky - The Scientific notes*, 55, 72-79 [in Ukrainian].
2. Sakhno, V.P., & Voronina, I.F., & Stel'mashchuk, V.V., & Polyakov, V.M. (2003). Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiynykh faktoriv na pokaznyky manevrenosti tr'okhlinkovykh avtopoyizdiv [Influence of constructive and operational factors on indicators of maneuverability of three-axle road trains]. *Avtoshlyakhovyk Ukrayiny - SUV of Ukraine, Installment*, 98-101 [in Ukrainian].
3. Sakhno, V.P., & Verbyts'kyu, V.H., & Voronina, I.F., & Stel'mashchuk, V.V. (2003). Do vyznachennya pokaznykiv manevrenosti i stiykosti rukhu tr'okhlinkovykh avtopoyizdiv [To determination of indicators of maneuverability and stability of three-lane trains]. *Systemni metody keruvannya, tekhnolohiya ta orhanizatsiya vyrobnytstva, remontu ta ekspluatatsiyi avtomobiliv - System management methods, technology and organization of production, repair and operation of cars*, 17, 141-146 [in Ukrainian].
4. Sakhno, V.P., & Poliakov, V.M., & Hlinchuk, V.M. (2013). Matematyчне modelyuvannya trylankovykh avtopoyizdiv v pozdovzhniy, vertykal'niy i poperechniy ploschynakh [Mathematical modeling of three-axle road trains in longitudinal, vertical and transverse planes]. *Visnyk Donets'koyi akademiyi avtomobil'noho transport - Bulletin of the Donetsk Academy of Motor Transport*, 3, 73-84 [in Ukrainian].
5. Sakhno, V.P., & Poliakov, V.M., & Marchuk, R.M., & Humeniuk P.O. (2013). Porivnialna otsinka manevrenosti trylankovykh avtopoizdiv riznykh komponovalnykh skhem [Comparative assessment of maneuverability of three-lane road trains of different layout schemes]. *Avtomobil'nyy transport - Automobile transport*, 1 (231), 2-6 [in Ukrainian].

6. Handziuk, M.O., & Handziuk, D.M. (2019). Do pytannia doslidzhennia rukhu modulnoho trylankovoho prychipnoho avtopoizda u skladi «avtomobil-tiahach - dvovisnyi pidkatnyi vizok - tryvisnyi napivprychip» u halmivnomu rezhymi [On the question of the study of the motion of a modular three-link trailer trainset in the composition "tractor-truck - two-axle rolling cart - three-axle semi-trailer" in the braking mode]. *Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni ta transporti. Naukovyi zhurnal - Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal*, 1 (12), 29-40 [in Ukrainian].

7. Handziuk D.M, & Handziuk M.O., & Stelmashchuk V.V. (2019). Vyznachennia normalnykh reaktsii opornoj poverkhni pry rusi modulnoho trylankovoho prychipnoho avtopoizda u skladi «avtomobil-tiahach – dvovisnyi pidkatnyi vizok – tryvisnyi napivprychip» u halmivnomu rezhymi [Determination of normal reactions of the supporting surface during the movement of a modular three-link trailed road train as part of a “car-tractor - two-axle trolley-three-axle semi-trailer” in the braking mode]. *Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni ta transporti. Naukovyi zhurnal - Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal*, 2 (13), 38-51 [in Ukrainian].

8. Sakhno V.P., &Geiko S.V., & Krestyanpol O.A. (1999) Do vyznachennia kutiv vidvedennia kolis transportnykh zasobiv pry doslidzhenni stiičnosti rukhu [To determine the angles of the wheels of vehicles in the study of stability]. *Avtošliakhovyk Ukrainy. Visnyk TsNTs TAU - Motorway of Ukraine. Bulletin of the Central Scientific Center of TAU*. 2. 93 – 97 [in Ukrainian].

9. Rokar Y. (1959) Neustoichyvost v mekhanyke [Instability in mechanics]. Moscow: izdatelstvo inostrannoy literatury [in Russian].

10. Antonov D.A. (1984) Raschet ustoichyvosti dvyzheniya mnohoosnykh avtomobylei [Calculation of the stability of multi-axle vehicles]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

D. Handziuk, M. Handziuk Determination of lateral forces that arise when of a modular three-link trailed road train as part of a “car-tractor - two-axle trolley-three-axle semi-trailer”.

An effective means of reducing the number of vehicles while maintaining the volume of freight traffic is the use of multi-link road trains.

Given the increasing intensity of traffic on modern highways, it is necessary to increase the safety of vehicles to avoid accidents that lead to deterioration of human health and significant material losses from damage to vehicles and goods.

In view of this, improving the performance of road trains in modern traffic conditions is one of the priority tasks to ensure a high level of safety of their operation with maximum efficiency.

The solution of these problems is impossible without the development of a mathematical model of modular three-link trailer, which would take into account the basic kinematic and geometric relationships, axle angles, normal reactions of the bearing surface and lateral forces on the wheels of the axles, taking into account their redistribution road trains in curvilinear and rectilinear motion, as well as the angles of the wheels of the tractor, rolling truck and semi-trailer.

That is why this work is devoted to determining the relationship between diversion angles and lateral forces arising from braking a modular three-link trailer in the composition of "tractor-truck - two-axle trolley - three-axle semi-trailer" in curvilinear and rectilinear motion.

Keywords: road train; modular three-link trailer; trailer link; trailer; semi-trailer; rolling trolley; mathematical model; operational properties; stability; normal reactions; lateral forces, lateral removal, coefficient of resistance, braking mode.

ГАНДЗЮК Дмитро Миколайович, магістр із спеціальності «Автомобілі і автомобільне господарство», аспірант Луцького національного технічного університету, e-mail: Gandzyukd@gmail.com.

ГАНДЗЮК Микола Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>.

Dmitriy HANDZIUK, Magistr of Transport, Postgraduate Student of Lutsk National Technical University, e-mail: Gandzyukd@gmail.com.

Mykola HANDZIUK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>.

DOI 10.36910/automash.v1i14.348