

Як і в попередньому випадку виявлена необхідність урахування обтіснення для оболонок великої кривизни.

Таблиця 3

Радіальні переміщення та окружні напруження для ортотропної оболонки

r/h	1	5	10
\bar{U}_r	0.5526	1.9011	6.6704
	0.3201	1.6499	6.3979
	0.1438	1.3922	6.0839
	0.1394	1.3747	6.0457
$\bar{\sigma}_{\theta\theta}$	0.1184	0.1725	0.4521
	-0.0300	0.1124	0.4154
	5.2749	10.186	19.445
	1.9159	7.9521	17.803
	0.0623	0.2622	0.5900
	0.0557	0.2494	0.5758
\bar{U}_r	0.1925	1.4502	6.1280
$\bar{\sigma}_{\theta\theta}$	0.1282	0.3221	0.6448
	0.1098	0.3051	0.6283
	3.2933	9.1600	18.855
	2.5636	8.2863	17.934
	0.0855	0.2762	0.5978
	0.0769	0.2677	0.5836

Література

1. Ворович И.И. Некоторые результаты и проблемы асимптотической теории пластин и оболочек // Материалы I Всесоюзной школы по теории и численным методам расчета оболочек и пластин. – Тбилиси: Изд-во Тбилис.ун-та 1975. – С.51-149.
2. Григолюк Э.И., Коган Ф.А. Современное состояние теории многослойных оболочек // Прикл. механика. – 1972. 8, N6. – С.3–17.
3. Григоренко Я.М., Влайков Г.Г., Григоренко А.Я. Численно-аналитическое решение задач механики оболочек на основе различных моделей. – Киев: Академперіодика, 2006. – 472с.
4. Григоренко Я.М., Василенко А.Т., Панкратова Н.Д. Задачи теории упругости неоднородных тел. – Киев: Наукова думка, 1991. – 216с.
5. Гузь А.Н., Чернышенко И.С. Шнеренко К.И. Концентрация напряжений около отверстий в оболочках из композитных материалов // Прикладная механика. – 2001. – 37, N2 с. 3–43.
6. Немчи Ю.Н., Хома И.Ю. Напряженно-деформированное состояние нетонких оболочек и пластин. Трехмерная теория (обзор) // Прикладная механика. – 1991. – 27, N11 с. 3–26.
7. Пискунов В.Г., Рассказов А.О. Развитие теории слоистых пластин и оболочек // Прикладная механика. – 2001. – 37, N2 с. 22–57.
8. Сало В.А. Краевые задачи статики оболочек с отверстиями. – Х.: НТУ “Харьковский политехнический институт”, 2003. – 216 с.

УДК 629.113

ВИЗНАЧЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА КОЛЕСА АВТОПОЇЗДА

**Марчук Р.М.
Онищук В.П.
Придюк В.М.**

Вступ. Контейнерні перевезення – одні із найбільш зручних і економічних видів доставки вантажів. Зважаючи на те, що вантажні перевезення контейнерів вирізняються високим рівнем безпеки і простотою митного оформлення, вони широко розповсюджені у всьому світі і об’єми їх перевезень зростають із року в рік. Перевезення контейнерів здійснюється, як правило, автомобільними поїздами-контейнеровозами. Ці автопоїзди складаються з автомобіля-тягача

(сідельного або з універсальним кузовом) і напівпричепа (причепа). Більш економічним є перевезення контейнерів сідельними автопоїздами у складі автомобіля-тягача і спеціалізованого напівпричепа, конструкція якого є у модельному ряду провідних автомобілебудівних компаній світу, таких як Krone, Schmitz Cargobull AG, Fliegl, Rolfo тощо.

Але, можливість використання таких автопоїздів повинна бути підтверджена не тільки законодавчо, а і проведенням теоретичних досліджень маневреності та стійкості цих автотранспортних транспортних засобів (АТЗ), особливо при несталому русі.

Відомо, що несталий рух АТЗ, особливо під час гальмування, призводить до значного перерозподілу вертикальних навантажень як між осями транспортного засобу, так і між колесами однієї вісі. Тому при теоретичному дослідженні несталого руху необхідно враховувати цей факт, що дозволить отримати результати розрахунку більш точно відображаючи рух реального транспортного засобу.

Метою роботи є отримання виразів для визначення вертикальних навантажень на колеса автопоїзда-контейнеровоза з тривісним напівприцепом із врахуванням їх перерозподілу під дією повздовжніх сил інерції, що виникають під час гальмування, та відцентрових сил.

Основна частина. При гальмуванні автопоїзда, внаслідок дії сили інерції відбувається перерозподіл вертикальних навантажень між осями ланок автопоїзда. На рис. 1 ланки автопоїзда умовно роз'єднані, а їх силова взаємодія відображена реакціями в зчіпних пристроях.

На схемі та далі у тексті прийняті такі позначення: θ_0, θ_1 – кути повороту відповідно керованих коліс тягача та поворотної осі напівпричепа; ω – кутова швидкість ланки; φ_1 – кут складання напівпричепа; C – центр мас ланки автопоїзда; X_i, Y_i – повздовжня та бічна сила на колесах відповідної ланки автопоїзда; геометричні параметри зрозумілі з рисунків.

Індекси: 0, 1 – стосуються відповідно тягача, та напівпричепа.

Параметри з позначкою «штрих» відносяться до коліс правого борту автопоїзда, без - до коліс лівого борту.

За умови, коли ланки автопоїзда знаходяться у рівновазі, сили інерції матимуть вигляд (для задніх керованих коліс напівпричепа):

$$\begin{aligned} P_{j0x} &= X_{01} \cos \theta_0 + X'_{01} \cos \theta'_0 + Y_{01} \sin \theta_0 + Y'_{01} \sin \theta'_0 + X_{02} + X'_{02} + X_{03} + X'_{03} + Y_{TB} \sin \varphi_1 - X_{TB} \cos \varphi_1; \\ P_{j1x} &= X_{BH} + X_{11} + X'_{11} + X_{12} + X'_{12} + X_{13} \cos \theta_1 + X'_{13} \cos \theta'_1 - Y_{13} \sin \theta_1 - Y'_{13} \sin \theta'_1. \end{aligned} \quad (1)$$

Оскільки кути повороту коліс $\theta_0, \theta'_0, \theta_1, \theta'_1$ зазвичай не перевищують 30° , а бічні реакції $Y_{01}, Y'_{01}, Y_{13}, Y'_{13}$ значно менші за відповідні їм гальмівні сили $X_{01}, X'_{01}, X_{13}, X'_{13}$ то доданкам $Y_{01} \sin \theta_0, Y'_{01} \sin \theta'_0, Y_{13} \sin \theta_1, Y'_{13} \sin \theta'_1$ можна знехтувати. Тоді вирази для сил інерції приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} P_{j0x} &= X_{01} \cos \theta_0 + X'_{01} \cos \theta'_0 + X_{02} + X'_{02} + X_{03} + X'_{03} + Y_{TB} \sin \varphi_1 - X_{TB} \cos \varphi_1; \\ P_{j1x} &= X_{BH} + X_{11} + X'_{11} + X_{12} + X'_{12} + X_{13} \cos \theta_1 + X'_{13} \cos \theta'_1. \end{aligned}$$

Для визначення перерозподілу вертикальних навантажень на колеса ланок під впливом відцентрових сил розглянемо рух автопоїзда на повороті (рис. 2). На підставі рис. 2 неважко отримати наступні вирази для відцентрових сил:

$$\begin{aligned} P_{B01} &= m_{01} v_0 \omega_0; \quad P_{B02} = m_{02} v_0 \omega_0; \quad P_{B03} = m_{03} v_0 \omega_0; \\ P_{B11} &= m_{11} v_1 \omega_1; \quad P_{B12} = m_{12} v_1 \omega_1; \quad P_{B13} = m_{13} v_1 \omega_1, \end{aligned}$$

де $m_{01}, m_{02}, m_{03}, m_{11}, m_{12}, m_{13}$ - маси, що припадають на відповідні осі.

Перерозподіл вертикального навантаження між колесами осі відбувається під впливом бокових зусиль (рис.3), які можна визначити:

$$P_{j01y} = P_{B01} \cos\left(\frac{\theta_0 - \delta_{01} + \theta'_0 - \delta'_{01}}{2}\right); P_{j02y} = P_{B02} \cos\left(\frac{\delta_{02} + \delta'_{02}}{2}\right);$$

$$P_{j03y} = P_{B03} \cos\left(\frac{\delta_{03} + \delta'_{03}}{2}\right);$$

$$P_{j11y} = P_{B11} \cos\left(\frac{\delta_{11} + \delta'_{11}}{2}\right); P_{j12y} = P_{B12} \cos\left(\frac{\delta_{12} + \delta'_{12}}{2}\right);$$

$$P_{j13y} = P_{B13} \cos\left(\frac{\theta_1 + \delta_{13} + \theta'_1 + \delta'_{13}}{2}\right).$$

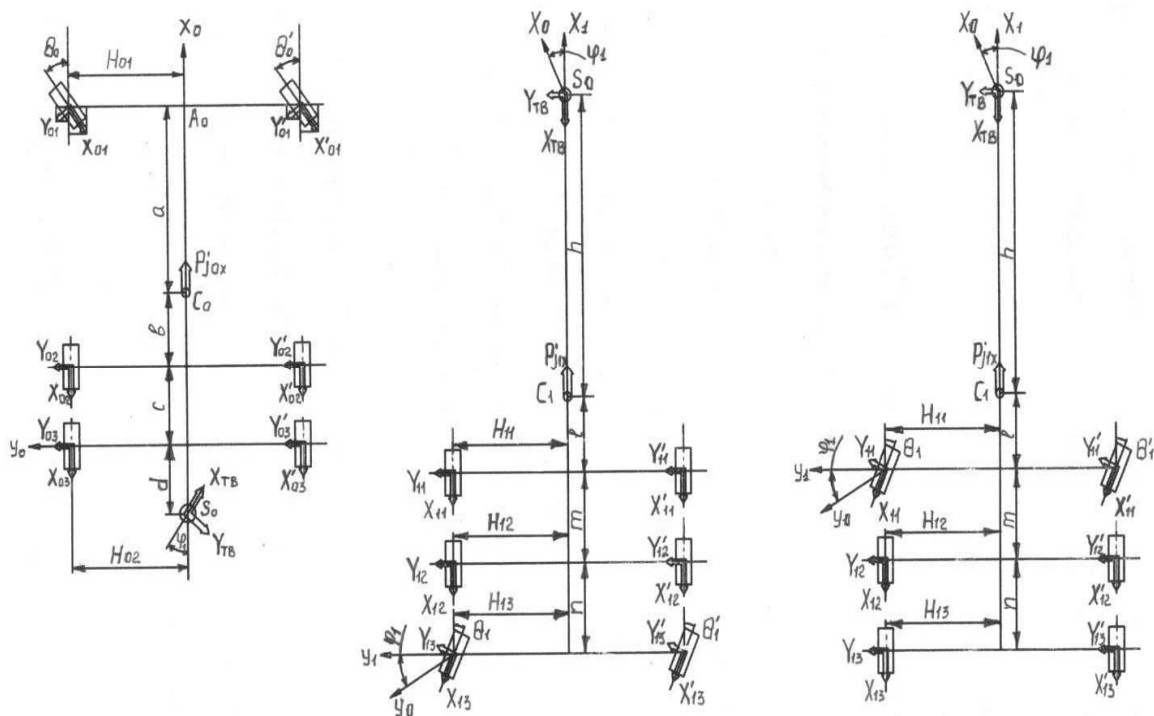


Рис. 1. Розрахункова схема автопоїзда-контейнеровоза для визначення сил інерції за умови керованих осей напівпричепа

Виходячи із умов статичної рівноваги автопоїзда знайдено вертикальні навантаження на його осі і точки зчіпок. На рис. 3 ланки автопоїзда умовно роз'єднані, а їх силова взаємодія відображена реакціями в зчіпних пристроях. Для визначення вертикальних навантажень скористались рівняннями динаміки, а якщо цих рівнянь менше ніж невідомих – додатковими рівняннями кінематичних зв'язків [6].

При складанні рівнянь моментів враховано сили інерції поступального та обертального рухів. Силу опору повітря можна не враховувати, оскільки при експлуатаційних швидкостях руху момент від цієї сили малий в порівнянні з моментами від інших зусиль.

Також не враховано зміщення нормальної реакції дороги від вертикальної осі колеса на величину $a_{ш}$ у напрямку руху, який спостерігається під час руху пружного колеса, оскільки його величина є досить малою в порівнянні з іншими геометричними параметрами a, b, c, d, h, l, m, n і т.д.[4].

З врахуванням зазначеного вище, отримано наступні рівняння:

-для автомобіля тягача

$$\sum F_z = 0 :$$

$$Z_{01v} + Z_{01n} + Z_{02v} + Z_{02n} + Z_{03v} + Z_{03n} - Z_{TB} - G_0 = 0;$$

$$\sum mom_{oy} F_i = 0:$$

$$-(Z_{03v} + Z_{03n})(a+b+c) - (Z_{02v} + Z_{02n})(a+b) + Z_{TB}(a+b+c+d) + G_0 a - P_{j0x} h_{g0} = 0;$$

$$\sum mom_{ox} F_i = 0:$$

$$2Z_{01n} H_{01} - G_{01} H_{01} - P_{j01y} h_{g0} = 0;$$

$$2Z_{02n} H_{02} - G_{02} H_{02} - P_{j02y} h_{g0} = 0,$$

також прийнято $Z_{02v} = Z_{03v}$; $Z_{02n} = Z_{03n}$;

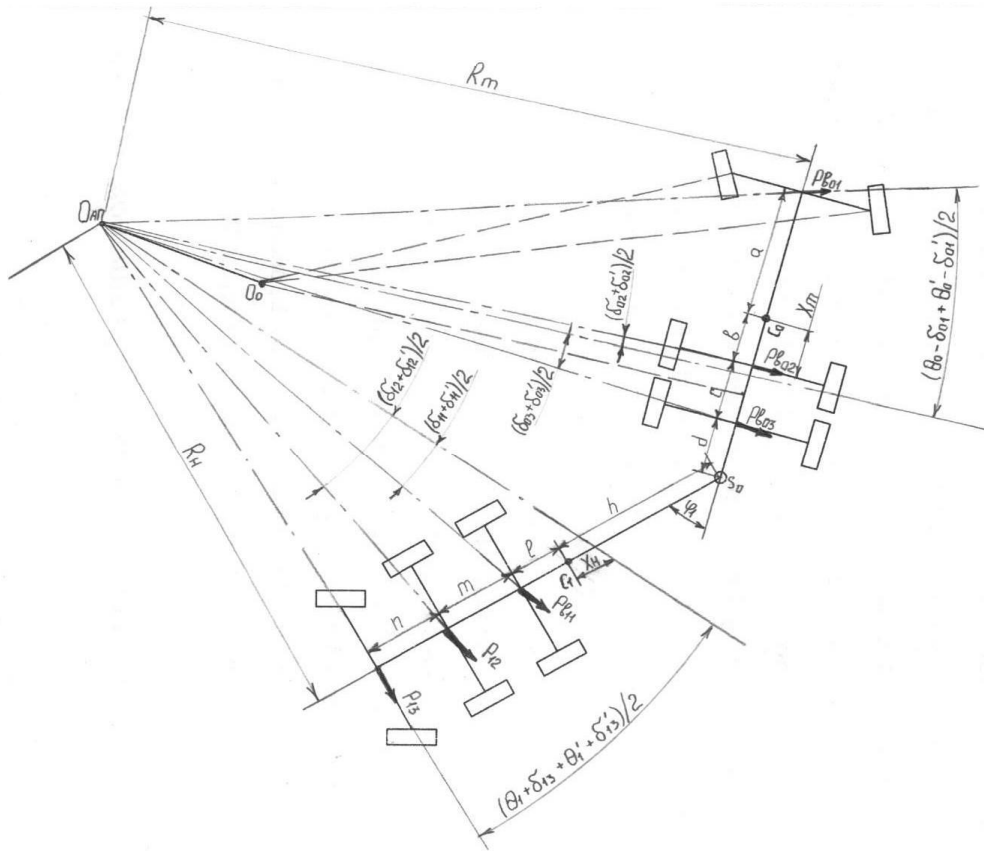


Рис. 2. Розрахункова схема автопоїзда-контейнеровоза при русі на повороті

- для напівпричепа

$$\sum F_Z = 0:$$

$$Z_{BH} + Z_{11v} + Z_{11n} + Z_{12v} + Z_{12n} + Z_{13v} + Z_{13n} - G_1 = 0;$$

$$\sum mom_{ox} F_i = 0:$$

$$Z_{BH}(h+l+m+n) - P_{j1x} h_{g1} - G_1(l+m+n) + (Z_{11v} + Z_{11n}) \times (m+n) = 0;$$

$$\sum mom_{oy} F_i = 0:$$

$$2Z_{11n}H_{11} - (Z_{11n} + Z_{11v})H_{11} - P_{j1y}h_{g1} = 0,$$

також прийнято $Z_{11v} = Z_{12v} = Z_{13v}$; $Z_{11n} = Z_{12n} = Z_{13n}$.

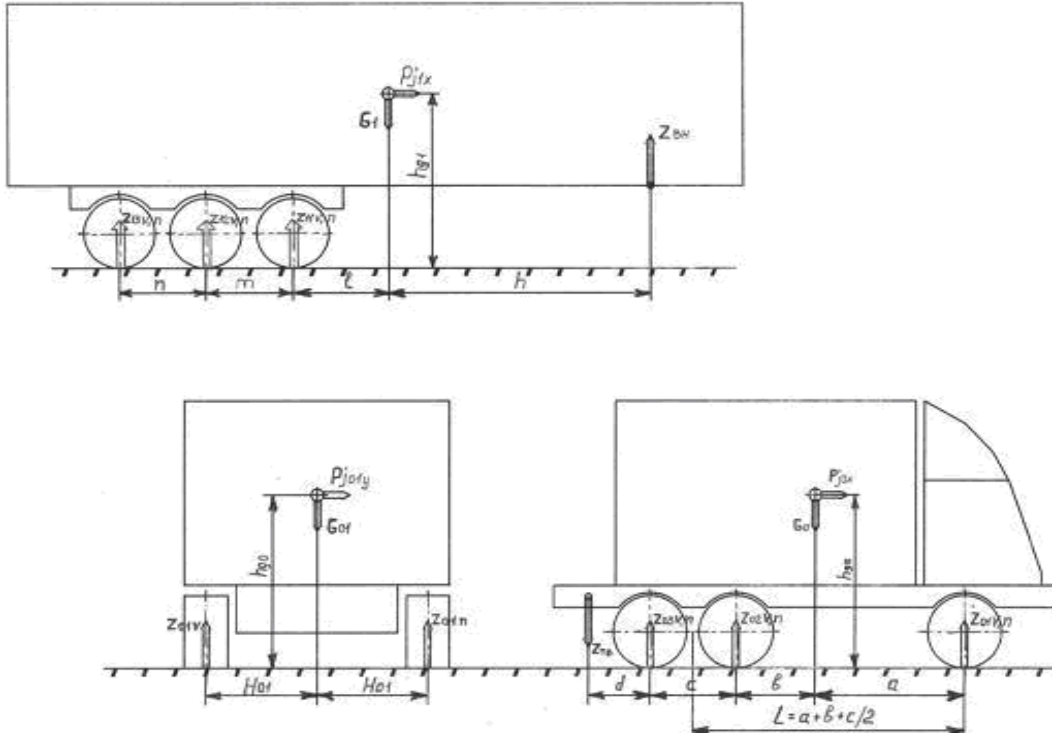


Рис. 3. Розрахункова схема автопоїзда-контейнеровоза для визначення вертикальних навантажень на його колеса при гальмуванні

Отримано наступні вирази для вертикальних навантажень на осі автопоїзда:

$$\begin{aligned} Z_{01v} &= \frac{(c+2b)}{4L_0}G_0 - \frac{h(2d+c)(2l+m+n)}{4L_0L_1}G_1 + \frac{h_{g0}}{2L_0}P_{j0x} - \frac{h_{g0}}{2H_{01}}P_{j01y} - \frac{h_{g1}(c+2d)}{4L_0L_1}P_{j1x}; \\ Z_{01n} &= \frac{(c+2b)}{4L_0}G_0 - \frac{h(2d+c)(2l+m+n)}{4L_0L_1}G_1 + \frac{h_{g0}}{2L_0}P_{j0x} + \frac{h_{g0}}{2H_{01}}P_{j01y} - \frac{h_{g1}(c+2d)}{4L_0L_1}P_{j1x}; \\ Z_{02v} &= \frac{a}{4L_0}G_0 + \frac{h(c+d+L_0)(L_1-h)}{8L_0L_1}G_1 - \frac{h_{g0}}{4L_0}P_{j0x} + \frac{h_{g1}(c+2d+2L_0)}{8L_0L_1}P_{j1x} - \frac{h_{g0}}{2H_{02}}P_{j02y}; \\ Z_{02n} &= \frac{a}{4L_0}G_0 + \frac{h(c+d+L_0)(L_1-h)}{8L_0L_1}G_1 - \frac{h_{g0}}{4L_0}P_{j0x} + \frac{h_{g1}(c+2d+2L_0)}{8L_0L_1}P_{j1x} + \frac{h_{g0}}{2H_{02}}P_{j02y}; \\ Z_{03v} &= \frac{a}{4L_0}G_0 + \frac{h(c+d+L_0)(L_1-h)}{8L_0L_1}G_1 - \frac{h_{g0}}{4L_0}P_{j0x} + \frac{h_{g1}(c+2d+2L_0)}{8L_0L_1}P_{j1x} - \frac{h_{g0}}{2H_{02}}P_{j02y}; \\ Z_{03n} &= \frac{a}{4L_0}G_0 + \frac{h(c+d+L_0)(L_1-h)}{8L_0L_1}G_1 - \frac{h_{g0}}{4L_0}P_{j0x} + \frac{h_{g1}(c+2d+2L_0)}{8L_0L_1}P_{j1x} + \frac{h_{g0}}{2H_{02}}P_{j02y}; \\ Z_{11v} &= \frac{h}{4L_1}G_1 - \frac{h_{g1}}{4L_1}P_{j1x} - \frac{h_{g1}}{2H_{11}}P_{j11y}; \quad Z_{11n} = \frac{h}{4L_1}G_1 - \frac{h_{g1}}{4L_1}P_{j1x} + \frac{h_{g1}}{2H_{11}}P_{j11y}; \\ Z_{12v} &= \frac{h}{4L_1}G_1 - \frac{h_{g1}}{4L_1}P_{j1x} - \frac{h_{g1}}{2H_{11}}P_{j11y}; \quad Z_{12n} = \frac{h}{4L_1}G_1 - \frac{h_{g1}}{4L_1}P_{j1x} + \frac{h_{g1}}{2H_{11}}P_{j11y}; \end{aligned}$$

$$Z_{13v} = \frac{h}{4L_1} G_1 - \frac{h_{g1}}{4L_1} P_{j1x} - \frac{h_{g1}}{2H_{11}} P_{j11y}; \quad Z_{13n} = \frac{h}{4L_1} G_1 - \frac{h_{g1}}{4L_1} P_{j1x} + \frac{h_{g1}}{2H_{11}} P_{j11y};$$

$$Z_{BH} = \frac{(2l + m + n)}{2L_1} G_1 + \frac{h_{g1}}{L_1} P_{j1x}; \quad Z_{TB} = \frac{h(2l + m + n)}{2L_1} G_1 - \frac{h_{g1}}{L_1} P_{j1x}.$$

Висновок. Отримані вирази для визначення вертикальних реакцій на колеса автопоїзда у складі автомобіля-тягача та тривісного напівпричепа, які дозволяють при математичному моделюванні враховувати перерозподіл навантажень під дією повздовжніх сил інерції та відцентрових сил, що виникають при русі на повороті, при розгоні та гальмуванні.

Література

1. Балабаева И. Испытания 60-тонных автопоездов близятся к завершению // Автомобильный транспорт. – 2006. - №8. – с. 8-9.
2. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. –М.: Транспорт, 1986. –137с.
3. Фаробин Я.Е., Щупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. –М.: Транспорт, 1983. – 200 с.
4. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство". - М.: Машиностроение, 1989. - 240 с.: ил.
5. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. - 2-е изд., доп. и перераб. - М.: Машиностроение, 1990. - 352 с.: ил.
6. Теоретическая механика и методы математики: Уч. пособие / А.А.Федута, А.В.Чигарев, Ю.В.Чигарев, - Мн.:УП "Технопринт", 2000. - 504 с.
7. До теоретичного дослідження руху триланкового автопоїзда з напівприцепом / Поляков В.М., Шарай С.М., Приходченко Д.Ю. // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий журнал/ Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. – 2006. - №7. – с. 214-218.

УДК 005.8:656.13

ДО СТВОРЕННЯ МЕТОДИКИ УПРАВЛІННЯ РИЗИКАМИ В СИСТЕМІ “ТРАНСПОРТНИЙ ПОТІК – ДОРОГА”

Матейчик В.П., доктор технічних наук
Смешек М., доктор хабілітований
Хрутьба В.О., кандидат технічних наук
Зюзюн В.І.

Актуальність. Основними джерелами техногенних ризиків, що впливають на навколишнє середовище, є пересувні джерела, серед яких на першому місці знаходиться автотранспорт. Збільшення кількості транспортних засобів призводить до перевантаженості міських доріг, багатогодинних заторів, виникнення перепон руху пішоходів, збільшення кількості аварій та забруднення навколишнього середовища міста, особливе місце серед яких займає забруднення атмосферного повітря. Підвищення інтенсивності техногенного забруднення зумовлено збільшенням середнього терміну експлуатації автомобілів, незадовільною якістю палив, недостатніми темпами розвитку вулично-дорожньої мережі, а також недостатнім нормативно-правовим забезпеченням управління автотранспортом, як екологічно небезпечним об'єктом, на загальнодержавному, регіональних і муніципальних рівнях [1].

Оскільки саме автомобільний транспорт є основним забруднювачем навколишнього середовища, то виникає гостра необхідність у дослідженні впливу транспортних потоків автомобільних доріг на величину забруднюючих викидів та шумового навантаження, визначення закономірностей їх поширення в придорожньому середовищі та розрахунок ймовірності навмисних або випадкових, поступових та катастрофічних антропогенних змін існуючих природних об'єктів, факторів та екологічних ресурсів. Отже, важливим етапом при розробці проектів і програм розвитку транспортних систем на стадії проектування є визначення