

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ-ЦИСТЕРНИ

Попелиш Д.М., Національний транспортний університет, Київ, Україна, popelish@ukr.net, orcid.org/0000-0001-9506-6421

TO DETERMINATION OF TRANSVERSE STABILITY OF A TANK CAR

Popelysh D.M., National Transport University, Kyiv, Ukraine, popelish@ukr.net, orcid.org/0000-0001-9506-6421

Постановка проблеми.

Особливістю транспортних засобів для перевезення рідин є можливість переміщення транспортованого вантажу щодо резервуару цистерни. Іншою їх особливістю є високе розташування центру маси над дорогою [1]. Коливання рідкого вантажу всередині резервуару призводять до істотного зниження поздовжньої та поперечної стійкості та керованості і збільшують навантаження на конструкцію цистерни [2]. Найбільше впливають на керованість та стійкість автоцистерн такі фактори, як геометрія резервуара, висота центру мас, рівень завантаження, поперечне та поздовжнє зміщення центру мас вантажу під час руху кривою, гальмування, маневрах зміни смуги руху, а також властивості динамічної взаємодії рідини з конструкцією [3]. Вплив переміщення рідини на динаміку транспортного засобу істотно зростає зі збільшенням маси транспортного засобу та його розмірів. Унаслідок аварій, що відбуваються при експлуатації рухомого складу, що перевозить рідкі вантажі, завдається значної шкоди навколишньому середовищу і здоров'ю людей. Тому проблема забезпечення безпеки руху транспортних засобів, що перевозять рідини, потребує свого вирішення. У зв'язку з цим розробляються заходи щодо зниження впливу коливань рідини всередині резервуарів на динаміку транспортного засобу. Перший спосіб передбачає установку внутрішніх перегородок. Другий полягає у зміні форми резервуару цистерни. Третій варіант заснований на введенні в підвіску базового шасі або в кріплення цистерн до рами автомобіля спеціальних елементів з метою зміни жорсткості [4]. Усі наведені заходи можуть бути розглянуті на зміні форми резервуару. Залежно від методу виконання цистерна може мати постійний або змінний переріз. Найпоширеніші форми поперечних розрізів автоцистерн: коло, еліпс або прямокутник із закругленими кутами. При цьому форма поперечного розрізу автоцистерни впливає на наступні характеристики: корисний обсяг, габаритні розміри, стійкість автоцистерни загалом. Тому вибір оптимального перерізу цистерни за умови забезпечення стійкості руху є актуальною задачею.

Аналіз останніх публікацій.

Як відомо [5], розрахунки поперечної стійкості проти перекидання автомобілів цистерн здійснюють при повному заповненні цистерн. Для врахування зниження поперечної стійкості автомобіля при переміщенні та динамічних ударах рідини у разі часткового заповнення цистерни допустимий коефіцієнт поперечної стійкості збільшують на 20 % [6, 7]. Проте, у цих роботах не сказано, про який саме рівень заповнення цистерни йдеться. Діючі на цистерни, заповнені на 80 % і на 20 %, сили матимуть різні моменти щодо, наприклад, центру мас, через різні положення центрів маси рідини в цистерні. Тому особливий інтерес являє саме рух автоцистерни, заповненої рідиною в повному обсязі, і саме для такого заповнення визначення показників поперечної стійкості.

Метою роботи є порівняльний аналіз показників поперечної стійкості за різної форми кузова автомобіля-цистерни.

Результати дослідження

Стойкість руху належить до властивостей автомобіля, що не мають строгої визначеності в термінології, вимогах, показниках і методах оцінки [6, 7]. На практиці використовують експериментальні характеристики, що визначають стійкість автомобіля при русі, а в теорії – прямі і непрямі показники і їхні залежності, з яких можна виділити найбільш вживані:

1. Граничний (критичний) кут бічного крену автомобіля за умови перекидання і ковзання.
 2. Гранична (критична) швидкість сталого криволінійного руху автомобіля за умови перекидання і ковзання.
 3. Критична швидкість стійкого прямолінійного руху.
- Усі ці показники широко використовуються в теорії стійкості автомобіля.

Граничний кут бічного крену по перекиданню β_{\max} , що визначається на стенді-платформі, характеризує стійкість автомобіля при русі косогором і заміняє небезпечний натурний експеримент.

Найпростіша схема для визначення граничного кута косогуру за умови перекидання без урахування деформації ресор і шин записується у вигляді [6, 7]:

$$\operatorname{tg} \beta_g = \frac{B}{2h_g}, \quad (1)$$

де B – колія передніх (задніх) коліс автомобіля;

h_g – висота центра мас.

Координата центра мас автомобіля по висоті визначиться як

$$h_g = \frac{h_{ga} \times G_a + G_{\sigma} \times h_{\sigma}}{G_a + G_{\sigma}}, \quad (2)$$

де G_a , G_{σ} – відповідно сила тяжіння від власної маси автомобіля і рідини, що заповнює цистерну;

h_{ga} , h_{σ} – координата центра мас по висоті автомобіля та рідини в цистерні автомобіля.

При урахуванні крену підресореної маси автомобіля через деформацію ресор граничний кут косогуру за умови перекидання визначиться як

$$\operatorname{tg} \beta_{kr} = \frac{\Delta_p}{2B_p}, \quad (3)$$

де Δ_p – деформація ресор одного борту;

B_p – ресорна база.

Деформацію ресор одного борту визначаємо з умови рівноваги моменту щодо осі крену підресореної маси G' від поперечної складової сили тяжіння і пари сил, що виникає при додатковій деформації ресор (впливом моменту від нормальної складової знехтуємо) [7]:

$$G' \times g \times h_{kp} \times \sin \beta = C_p \times K_p \times B_p \times \Delta_p, \quad (4)$$

звідки

$$\Delta_p = \frac{G' \times g \times h_{kp} \times \sin \beta}{C_p \times K_p \times B_p}, \quad (5)$$

де h_{kp} – плече повороту підресореної маси на ресорах;

C_p – жорсткість ресор одного борту;

K_p – коефіцієнт, що враховує збільшення жорсткості ресор при їх скручуванні в поперечному напрямку, $K_p = 1,05-1,25$.

З урахуванням вищенаведених виразів формула для визначення граничного кута косогуру по перекиданню з урахуванням крену підресореної маси на ресорах записана у вигляді [7]:

$$\operatorname{tg} \beta_{MAX} = \frac{0,5B}{h_g} - \frac{h_{kp}^2}{h_g} \times \frac{G' g \sin \beta}{0,5K_p C_p B_p^2} = \frac{0,5B}{h_g} - \frac{h_{kp}}{h_g} \times \frac{\Delta_p}{0,5B_p}. \quad (6)$$

Нахил кузова на кут $\beta_{ш}$ через радіальну деформацію шин також зменшує плече відновлювального моменту на величину Δ_{ch} .

Кут крену підресореної маси автомобіля за рахунок деформації шин знаходиться за виразом

$$\operatorname{tg} \beta_{ch} = \frac{\Delta_{ch}}{2B_{ch}} \quad (7)$$

де

$$\Delta_{ch} = \frac{G' g \sin \beta h_{ch}}{C_{ch} B} = \frac{0,85(G_a + G_R) \times g \times (h_g - r_d) \times \sin \beta}{C_{ch} \times B},$$

де C_{ch} – радіальна жорсткість шин одного борту;
 $0,85(G_a + G_R)$ – підресорена маса автомобіля;
 r_d – динамічний радіус колеса;
 h_{ch} – плече центра мас щодо осі коліс.

Спільний розв'язок виразів (6) і (7) дає формулу для визначення граничного кута косоугору за умови перекидання з урахуванням радіальної деформації шин [7]:

$$\operatorname{tg} \beta_{MAX} = \frac{0,5B}{h_g} - \frac{h_{ch}^2}{h_g} \times \frac{G' g \sin \beta}{0,5C_{ch} B^2} \quad (8)$$

Бічна деформація шин Δ_b зменшує плече відновлювального моменту на величину

$$\Delta_b = \frac{G_a g \sin \beta}{C_{шб}} \quad (9)$$

де $C_{шб}$ – загальна бічна жорсткість шин автомобіля, $C_{шб} = n_{ш} \times C_{шб}$;
 $n_{ш}$ – кількість шин автомобіля;
 $C_{шб}$ – бічна жорсткість однієї шини.

Граничний кут косоугору за умови перекидання з урахуванням бічної жорсткості шин

$$\operatorname{tg} \beta_{MAX} = \frac{0,5B}{h_g} - \frac{G_a g \sin \beta}{h_g C_{шб}} \quad (10)$$

Після визначення окремих складових найбільший кут косоугору з урахуванням впливу жорсткості ресор і шин записується у вигляді [7]:

$$\operatorname{tg} \beta_{MAX} = \frac{0,5B}{h_g} - \frac{g \sin \beta}{h_g} \times \left(\frac{h_{kp}^2 G'}{0,5K_p C_p B^2} + \frac{h_{ch}^2 G'}{0,5C_{ш} B^2} + \frac{G_a}{C_{шб}} \right) \quad (11)$$

Оскільки формула (11) містить у правій частині $\sin \beta$, для спрощення розрахунку граничного кута позначимо перший член правої частини формули А, а другий член – $B \sin \beta$, тобто

$$\operatorname{tg} \beta = A - B \sin \beta.$$

Замінивши $\operatorname{tg} \beta$ відношенням $\sin \beta / \cos \beta$, після перетворення одержимо вираз

$$\sin \beta = A \cos \beta / (1 + B \cos \beta), \quad (12)$$

який розв'язуємо методом послідовних наближень.

За наведеною методикою проведені розрахунки граничного кута косоугору для автомобіля-цистерни КраЗ-5401Н2 об'ємом 8000 л з поперечним перерізом у формі еліпса, кола, валізи. Довжина цистерни 4 м, діаметр кола цистерни – 1,7 м, площа поперечного перерізу – 2,0 м². У разі еліпса за розміру більшої півосі 1,0 м розмір меншої півосі складе 0,76 м, у разі валізи за довжини основи 2 м висота цистерни складе 1,15 м. Як випливає з результатів розрахунку, найбільший кут косоугору для автомобіля-цистерни у формі кола й еліпса майже однаковий і майже на 12 % менший порівняно з автомобілем-цистерною у формі валізи. Тому необхідно визначити, як вплинуть параметри цистерни на стійкість автомобіля-цистерни.

У ДСТУ UN/ECE R 111-00: 2002 „Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження автоцистерн категорій N і O стосовно їх стійкості проти перекидання” [8] наведена методика визначення показників поперечної стійкості повністю заповнених цистерн за умови відсутності переміщення рідини при випробуваннях, тобто цистерна з рідиною розглядається як тверде тіло. За цих умов дана методика може бути поширена й на інші вантажні та пасажирські автомобілі.

У роботі [8] поперечна стійкість розраховується шляхом моделювання випробувань транспортного засобу в усталеному коловому русі (при незмінному радіусі повороту, сталій швидкості, а відповідно і сталому поперечному прискоренні). При такому розрахунку враховуються такі основні фактори, що впливають на поперечну стійкість, як висота центра мас, ширина колії, а також усі фактори, що обумовлюють поперечне переміщення центра мас (бічна жорсткість шин, бічна жорсткість підвіски тощо).

У розрахунках повинні виконуватися наступні технічні вимоги:

- центр крену осі розташовується на поверхні дороги;
- конструкція транспортного засобу вважається жорсткою;
- транспортний засіб є симетричним відносно поздовжньої осі;
- деформація шини і підвіски є лінійною;
- поперечна деформація підвіски і шин не враховується.

Розрахунок показників поперечної стійкості автомобіля за методикою [8] здійснюється у такій послідовності. Спочатку розраховуються бокова жорсткість і кут крену автомобіля при підйомі колеса кожної осі:

- бокова жорсткість осі

$$C_{DRI} = \frac{F_{Rvi} \times T_{Ni}^2}{2}; \quad (13)$$

- еквівалентна бокова жорсткість підвіски на рівні поверхні дороги

$$C_{DGMi} = C_{DRI} \times \left(\frac{H_N}{H_N - m} \right)^2 \quad (14)$$

- комбінована бокова жорсткість для визначення поперечного зміщення центра мас

$$C_{DRESi} = \frac{C_{DGMi} \times C_{DRI}}{C_{DGMi} + C_{DRI}}; \quad (15)$$

- розрахунковий кут крену автомобіля при підйомі колеса

$$\theta_i = \frac{A_i \times T_{Ni}}{2 \times C_{DRESi}}. \quad (16)$$

У записаних виразах для автомобіля-цистерни КрАЗ-5401Н2 прийнято:

T_{Ni} – номінальна ширина колії, $T_{Ni}=1,838$ м;

F_{Rvi} – радіальна жорсткість шини (здвоєних шин); $F_{Rvi}=3000$ – передня вісь; 5400 – задня вісь;

C_{DGMi} – еквівалентна бокова жорсткість підвіски на рівні поверхні дороги, кНм/рад;

H_N – координата центра мас підресореної маси по висоті; 1,580 (коло); 1,560 (еліпс); 1,530 (валіза);

m – відстань від осі крену до поверхні дороги; $m=0,6$ м;

A_i – навантаження на вісь автомобіля; $A_1= 7000$ кг; $A_2= 11000$ кг;

h_{kp} – плече крену підресореної маси; $h_{kp}= 0,88$ (коло); 0,86 (еліпс); 0,83 (валіза).

Для визначення еквівалентної бокової жорсткості підвіски на рівні поверхні дороги C_{DGMi} необхідно знати саму бокову жорсткість C_{DRI} підвіски передньої та задньої осі. Проте в роботі [20] методика визначення названої жорсткості відсутня.

Для визначення бокової жорсткості підвіски скористаємося методикою, що наведена у роботі [8]. Деформація підвіски одного борту визначається за умови рівності моменту підресореної маси G' відносно осі крену від бічної складової сили тяжіння і пари сил, що виникає при додатковій деформації підвіски

$$G' \times g \times \sin \beta \times h_{kr} = \Delta_P \times C_P \times B_P, \quad (17)$$

звідки деформація підвіски визначиться як

$$\Delta_P = \frac{G' \times g \times h_{kr} \times \sin \beta}{C_P \times B_P \times K_P}, \quad (18)$$

де β – найбільший кут косогору з урахуванням впливу жорсткості ресор і шин.

За визначеною деформацією підвіски визначається кут крену підресореної маси над передньою і задньою підвіскою

$$\operatorname{tg} \beta_{kp} = \frac{2 \times \Delta_P}{B_P}, \quad (19)$$

а потім і бокова жорсткість підвіски

$$C_{DRI} = \frac{G' \times g \times \sin \beta}{2 \times \beta_{kp}}. \quad (20)$$

Після визначення бокової жорсткості визначається еквівалентна бокова жорсткість і кут крену передньої і задньої підвісок.

Після розрахунку комбінованої бокової жорсткості і розрахункового кута крену для кожної осі розраховуються загальні показники для всього автомобіля у такій послідовності.

Визначаються:

- сила тяжіння від повної маси автомобіля;
- сила тяжіння від підресорної маси автомобіля;
- ефективна ширина колії;
- загальна бокова жорсткість підвіски.

Після цього відбирається вісь автомобіля з мінімальним значенням θ , що відповідає підйому першого колеса. Для того щоб відрізнити цю вісь від інших, застосовуються такі позначення:

- A_M – осьове навантаження осі з мінімальним кутом θ ;
- U_M – сила тяжіння від непідресореної маси з мінімальним кутом θ ;
- T_M – колія осі з мінімальним кутом θ ;
- C_{DRESM} – бокова жорсткість осі з мінімальним кутом θ .

Ці параметри дозволяють провести розрахунок поперечної стійкості автомобіля. Для цього визначаються:

- коефіцієнт корисної маси самої жорсткої осі автомобіля F_E :

$$F_E = \frac{C_{DRESM}}{C_{DREST}}; \quad (21)$$

- поперечне прискорення при підйомі першого колеса q_M :

$$q_M = \frac{A_M \times T_M}{2 \times \left[(F_E \times A_T \times H_G) + \frac{((A_T - U_T) \times F_E \times H_N)^2}{C_{DRESM} - (A_T \times F_E \times H_N)} \right]} \quad (22)$$

- максимальне теоретичне поперечне прискорення при перекиданні автомобіля q_T :

$$q_T = \frac{A_T \times T_T}{2 \times \left[(A_T \times H_G) + \frac{((A_T - U_T) \times H_N)^2}{C_{DREST} - (A_T \times H_N)} \right]} \quad (23)$$

Лінійна інтерполяція між поперечним прискоренням при підйомі першого колеса і максимальним теоретичним прискоренням дозволяє отримати оціночний показник поперечного прискорення при перекиданні q_c :

$$q_c = q_T - (q_T - q_M) \times \frac{A_M}{A_T} \quad (24)$$

Стійкість до перекидання транспортного засобу повинна бути такою, щоб автомобіль не пройшов через точку перекидання при досягненні поперечного прискорення, що дорівнює 4 м/с^2 . При цьому стійкість автомобіля при сталому коловому русі забезпечується.

Проведеними розрахунками показників стійкості автомобіля-цистерни КрАЗ-5401Н2 за різної форми цистерни встановлено, що форма кузова автомобіля-цистерни майже не впливає на показники поперечної стійкості. Разом з тим, наявність рідини в ємності автоцистерни призводить до зменшення її моменту інерції щодо вертикальної осі порівняно з вантажопасажирським транспортом, що має

рівні масові та розмірні параметри [9]. У роботі [10] розглянуто вплив рідкого вантажу на стійкість автоцистерни проти перекидання і занесення. Показано, що в результаті дії поперечної складової сили інерції центр мас рідкого вантажу зміщується щодо ємності і умовою поперечної стійкості автоцистерни проти перекидання буде рівняння:

$$S_y \cos \beta h_a - G_a \sin \beta h_a - G_a \cos \beta \frac{B}{2} + G_k h_\psi \sin \psi \cos \beta + G_r y_b \cos \beta + \quad (25)$$

$$+ S_y \sin \beta \frac{B}{2} + S_y \sin \beta h_\psi \sin \psi + S_y \sin \beta y_b \frac{G_r}{G_a} = 0,$$

де h_a – висота центру мас автомобіля;

B – колія;

h_ψ – плече крену кузова;

ψ – кут крену кузова;

β – кут поперечного нахилу полотна дороги;

y_b – зміщення центру мас автоцистерни у поперечному напрямку через переміщення рідкого вантажу;

G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля;

G_r – сила тяжіння від вантажу;

S_y – бічна сила

G_k – складова сили тяжіння паралельна опорній поверхні.

Зміщення центру мас автоцистерни у поперечному напрямку через переміщення рідкого вантажу y_b щодо ємності представлено у вигляді

$$y_b \frac{G_r}{G_a}. \quad (26)$$

Величина y_b визначена як:

– при заповненні цистерни

$$h < h_0 - \frac{b}{2} \operatorname{tg} \left(\frac{R \omega^2 + b \frac{d\omega}{dt}}{g} + \psi - \beta \right)$$

$$y_b = \frac{b^2 \operatorname{tg} \left(\frac{R \omega^2 + b \frac{d\omega}{dt}}{g} + \psi - \beta \right) \cos(\psi - \beta)}{12h} \quad (27)$$

– при заповненні цистерни

$$h > h_0 - \frac{b}{2} \operatorname{tg} \left(\frac{R \omega^2 + b \frac{d\omega}{dt}}{g} + \psi - \beta \right)$$

$$y_b = \frac{(3b(h_0 - h) - 2(h_0 - h)) \sqrt{\frac{(h_0 - h)2b}{\operatorname{tg} \left(\frac{R \omega^2 + b \frac{d\omega}{dt}}{g} + \psi - \beta \right) \cos(\psi - \beta)}}}{6h}, \quad (28)$$

де h і h_0 – глибина заповнення і висота цистерни.

Гранично допустимий поперечний ухил дороги на повороті автоцистерни при заданій величині поперечної сили S_y визначено як

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{S_y h_a - G_a \frac{B}{2} + G_k h_\psi \sin \psi + G_r y_b}{S_y \left(\frac{B}{2} - h_\psi \sin \psi - y_b \frac{G_r}{G_a} \right) + G_a h_a}. \quad (29)$$

При заданих значеннях кута β , швидкості v , прискорень $\frac{dv}{dt}$ і $\frac{d\theta}{dt}$ гранично допустимий радіус повороту визначено як

$$R = \frac{m_a v^2 + \left(b - \frac{m_r}{b_a} y_l\right) m_a \frac{dv}{dt}}{G_a \operatorname{tg} \beta h_a + G_a \frac{B}{2} - G_k h_v \psi - G_r y_b} - \frac{m_a \left(b - \frac{m_r}{m_a} y_l\right) v \frac{d\theta}{dt}}{L} \quad (30)$$

$$\frac{h_a - \operatorname{tg} \beta \frac{B}{2} + \operatorname{tg} \beta h_v \psi + \operatorname{tg} \beta y_b \frac{G_r}{G_a}}$$

З використанням залежностей (28-30) були проведені розрахунки граничного радіусу повороту автомобіля КраЗ-5401Н2 за різної форми цистерни від швидкості руху і заповнення цистерни (рисунок 1).

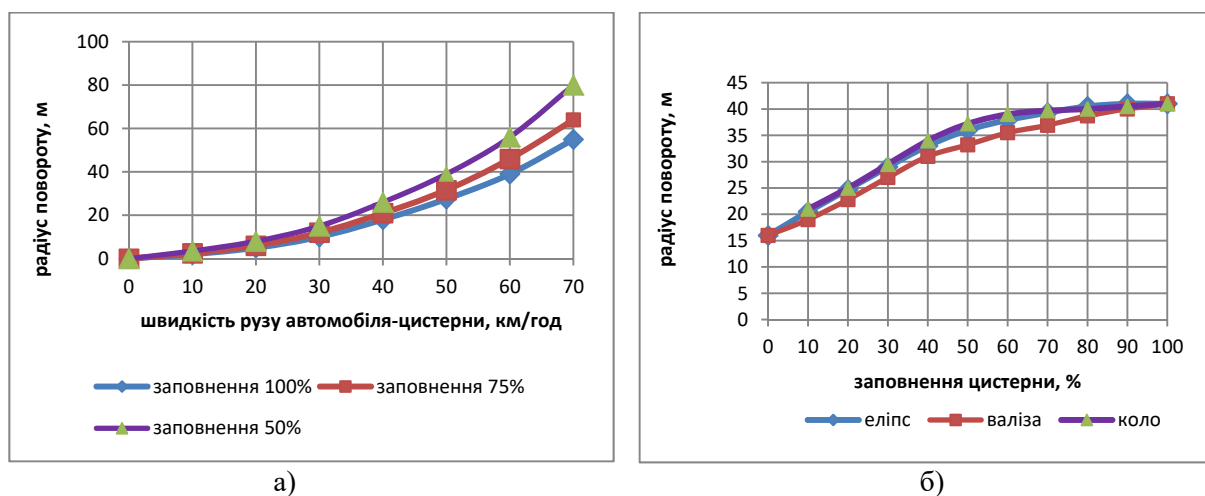


Рисунок 1 – Залежність гранично допустимого радіусу повороту автоцистерни по перекиданню від швидкості руху (а) і форми цистерни (б)
 Figure 1 – Dependence of the maximum allowable radius of rotation of the tanker on overturning from the speed of movement (a) and the shape of the tank (b)

Так, граничний радіус повороту автоцистерни по перекиданню залежить від швидкості руху і заповнення цистерни, рисунку 1а. Аналіз графіків показує, що по мірі зменшення заповнення цистерни стійкість автоцистерни погіршується. Зі збільшенням швидкості руху відбувається збільшення зміщення центру мас рідини в ємності та погіршення поперечної стійкості автоцистерни. Причому різниця між гранично допустимими радіусами повністю заповненої цистерни і заповненої на половину збільшується зі збільшенням швидкості руху і за швидкості 70 км/год досягає 30 %. У меншому ступені на граничний радіус повороту впливає форма поперечного перерізу цистерни, рисунку 1б. Найбільше відхилення радіусу повороту від форми поперечного перерізу цистерни за швидкості 50 км/год має місце за заповнення цистерни на рівні 50 % і складає тільки 7,8 %.

Висновки.

1. Встановлено, що для автомобіля-цистерни у формі кола і еліпса при повному її заповненні найбільший кут косоугру практично однаковий і майже на 12 % менший порівняно з автомобілем-цистерною у формі валізи за рахунок зменшення висоти центру мас саме цистерни.

2. Автоцистерна з частковим заповненням ємності рідким вантажем під час руху на повороті має гіршу поперечну стійкість проти перекидання порівняно з повним заповненням. Так, по мірі зменшення заповнення цистерни стійкість автоцистерни погіршується. Зі збільшенням швидкості руху відбувається збільшення зміщення центру мас рідини в ємності та погіршення поперечної стійкості автоцистерни. Причому різниця між гранично допустимими радіусами повністю заповненої цистерни і заповненої на половину збільшується зі збільшенням швидкості руху і за швидкості 70 км/год досягає 30 %.

3. Показано, що форма поперечного перерізу цистерни при частковому її заповненні у меншій мірі впливає на величину граничного радіусу повороту. Найбільше відхилення радіусу повороту від форми поперечного перерізу цистерни за швидкості 50 км/год має місце за заповнення цистерни на рівні 50 % і складає тільки 7,8 %.

4. При виборі форми поперечного перерізу цистерни слід орієнтуватися на інші показники, зокрема міцність цистерни і технологію її виготовлення.

Подальший розвиток.

Поперечна стійкість повністю заповненої цистерни не в повній мірі відображає стійкість її руху. Вплив переміщення рідини на динаміку транспортного засобу істотно зростає зі збільшенням маси транспортного засобу та його розмірів. Поряд з конструктивними заходами по зменшенню переміщення вантажу в цистерні потребує свого вирішення і задача розробки аналітичних методів для розрахунку параметрів стійкості цистерни з урахуванням переміщення вантажу.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Агабабян, Ю.Н. Положение центра масс пожарного автомобиля / Ю.Н. Агабабян // Повышение эффективности автотранспортных средств. – М., 1982. – С. 115-119.

2. Ranganathan, R. Influence of liquid load shift on the dynamic response of articulated tank vehicles / R. Ranganathan, S. Rakheja, S. Sankar // Vehicle System Dynamics. – 1990. – Vol. 19, No 4. – Pp. 177-200.

3. Высоцкий М.С., Плещачевский Ю.М., Шимановский А.О., Кузнецова М.Г. Обеспечение безопасности движения автоцистерн на основе оптимизации конструкции кузова // Механика машин, механизмов и материалов. – 2012. – № 3(20)- 4(21). – С. 142-148.

4. Завод спецтехники Техкомплект #власневиробництво / Режим доступу: <https://thk.kiev.ua>. – Назва з екрану.

5. Власов Ю.Л., Морозов Н.А., Гаврилов А.А. Динамическая модель равномерного движения автоцистерны без перегородок с частичным заполнением // Вестник ОГУ. – №9 (158)/сентябрь 2013. – С.227-231.

6. В.П. Сахно, Г.Б. Безбородова, М.М. Маяк, С.М. Шарай Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність / Навч. посібник. – К: 2003, 153 с.

7. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

8. ДСТУ UN/ECE R 111-00: 2002 „Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження автоцистерн категорій N і O стосовно їх стійкості проти перекидання”. – К.: Державний комітет України з питань технічного регулювання та споживчої політики. – 2002. – 32 с.

9. Кулаковский Б.Л. Исследование поведения модели цистерны цилиндрической формы с жидкостью при вращении вокруг вертикальной оси / Б.Л. Кулаковский, П.Н. Конон // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация: сб. науч. тр. / НИИ ПБ и ЧС. – 2008. – № 1 (23). – С. 96-104.

10. Кулаковский Б.Л., Максимов П.В. Устойчивость автоцистерны против заноса при движении по кругу с поперечным уклоном // Вестник Командно-инженерного института. – 2010. – № 2 (12). – С. 26-33.

REFERENCES

1. Agagbabian J.N. Pologenie tcentra mass pojarnogo avtomobilia [The position of the center of mass of a fire truck] / Yu.N. Aghababyan. – Povushenie effektivnosti avtotransportnych sredstv. – M., 1982. – P. 115-119. [in Russian].

2. Ranganathan, R. Influence of liquid load shift on the dynamic response of articulated tank vehicles / R. Ranganathan, S. Rakheja, S. Sankar // Vehicle System Dynamics. – 1990. – Vol. 19, No 4. – Pp. 177-200.

3. Vysotsky M.S., Pleschachevsky Ja.,M., Tchimanovsky A.O., Kyznetcova M.G. Obespechenie bezopasnosti dvigenia avtocistern na osnove optimizacii konstrykcii kyzova [Ensuring the traffic safety of tankers based on the optimization of the body structure]. – Mehanika machin, mehanizmov I materialov. – 2012. – № 3(20)- 4(21). – P.142-148 / [in Russian].

4. Aerial platforms and specialty vehicles manufacturing / Available at:<https://thk.kiev.ua>. /AVFD / article /view.

5. Vlasov Ja.,L., Morozov N.A., Gavrilov A.A. Dinamicheskaja model ravnomernogo dvigenia avtocistern bez peregorodok s chastichum zapolneniem [Dynamic model of the uniform movement of a tank truck without partitions with partial filling]. – Vestnic OGY. – №9 (158)/September`2013. – P.227-231. [in Russian].

6. V.P. Sakhno, G.B. Bezborodova, M.M. Maiak, S.M. Sharai. Automobile: Tiagovo-shvydkisny vlastyvosty ta paluvna ekonomichnist [navchalny posibnuk] / [Traction-speed properties and fuel efficiency] / Textbook. manual. – K: 2003, 153 p. [in Ukrainian].

7. Litvinov A.S., Farobin Ja., E. Avtomobile. Teoria eksplyatatsionnykh svoystv [Automobile. Theory of operational properties]. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 240 p. [in Russian].

8. DSTU UN/ECE R 111-00: 2002 „Eduni technichni prupusu shodo ofitsiinogo zatverdgenia avtocistern kategorii N i O stosovno ich stiicosty proty perekudannia”. [“Single technical specifications for official approval of tank trucks of categories N and O on the basis of their resistance against overturning”]. – K.: Dergavny komitet Ukrainy s putan technichnogo regylyvannia ta spoguvchivoi polituku. – 2002. – 32 p. [in Ukrainian].

9. Kylakovsky B.L. Issledovanie povedeniya modely tcisterny chilindrichesky formu s gidcosty pri vrachenii vokrug verticalny osi [Investigation of the behavior of a model of a cylindrical tank with liquid during rotation around a vertical axis] / B.L. Kylakovsky, P.N.Konon// Tchezvuchainy situatsii: predypregdenie i likvidatsii: sb. naych. tr. / NII PB I ChS. – 2008. – № 1 (23). – P. 96-104. [in Russian].

10. Kylakovsky B.L. Maksimov P.V. Ystoichivost avtotcistern protiv zanosa pri dvigenii po krygy s poperechnym yklonom [Stability of a tank truck against skidding when moving in a circle with a transverse slope] // Vestnik Komandno-ingenerenogo instituta – 2010. – № 2 (12). – С. 26-33. [in Russian].

РЕФЕРАТ

Попелиш Д.М. До визначення поперечної стійкості автомобіля-цистерни / Д.М.Попелиш // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науковий журнал. – К.: НТУ, 2022. – Вип. 3 (53).

У статті визначені показники поперечної стійкості автомобіля-цистерни у формі кола, еліпса та валізи і проаналізовані фактори, що на неї впливають.

Об’єкт дослідження – показники поперечної стійкості автомобіля-цистерни у формі кола, еліпса та валізи.

Мета роботи – порівняльний аналіз показників поперечної стійкості за різної форми кузова автомобіля-цистерни.

Методи дослідження – аналітичний, порівняльний.

Розрахунки поперечної стійкості проти перекидання автомобілів-цистерн здійснюють при повному заповненні цистерн. Для врахування зниження поперечної стійкості автомобіля при переміщенні та динамічних ударах рідини у разі часткового заповнення цистерни допустимий коефіцієнт поперечної стійкості збільшують на 20 %. Для такого заповнення визначені показники поперечної стійкості для автомобіля-цистерни КрАЗ-5401Н2 об’ємом 8000 л з поперечним перерізом у формі еліпса, кола, валізи. За результатами розрахунків встановлено, що найбільший кут косогору для автомобіля-цистерни у формі кола і еліпса майже однаковий і на 12 % менший порівняно з автомобілем-цистерною у формі валізи. Тому у подальшому було розглянуто вплив параметрів цистерни на поперечну стійкість автомобіля-цистерни відповідно до ДСТУ UN/ECE R 111-00: 2002. За методикою, наведеною у цьому ДСТУ, встановлено, що форма кузова майже не впливає на показники поперечної стійкості автомобіля-цистерни порівняно з вантажопасажирським транспортом. Показано, що в результаті дії поперечної складової сили інерції центр мас рідкого вантажу зміщується, що призводить до зміни показників поперечної стійкості. Зі збільшенням швидкості руху відбувається збільшення зміщення центру мас рідини в ємності та погіршення поперечної стійкості автоцистерни, причому різниця між гранично допустимими радіусами повороту повністю заповненої цистерни і заповненої наполовину збільшується і за швидкості 70 км/год досягає 30 %. Разом із тим, форма поперечного перерізу цистерни при частковому її заповненні у меншій мірі впливає на величину граничного радіусу повороту. Найбільше відхилення радіусу повороту від форми поперечного перерізу цистерни за швидкості 50 км/год має місце за заповнення цистерни на рівні 50 % і складає тільки 7,8 %.

При виборі форми поперечного перерізу цистерни слід орієнтуватися на інші показники, зокрема міцність цистерни і технологію її виготовлення.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОМОБІЛЬ, ЦИСТЕРНА, КОЛО, ЕЛІПС, ВАЛІЗА, РІДКИЙ ВАНТАЖ, СТІЙКІСТЬ, РАДІУС ПОВОРОТУ, ШВИДКІСТЬ.

ABSTRACT

Popelysh D.M. To determine the lateral stability of the tank car. Visnyk National Transport University. Series «Technical Sciences». Scientific journal. – Kyiv: National Transport University, 2022. – Issue 3 (53).

The article defines the indicators of lateral stability of a tank truck in the form of a circle, ellipse and suitcase and analyzes the factors that affect it.

The object of the study - the indicators of the lateral stability of the tank truck in the form of a circle, ellipse and suitcase.

The purpose of the work is a comparative analysis of the indicators of lateral stability for different body shapes of the tank car.

Research methods - analytical, comparative.

Calculations of transverse resistance against overturning of tank cars are carried out at full filling of tanks. To take into account the decrease in the lateral stability of the car when moving and dynamic shocks of the liquid in the case of partial filling of the tank, the permissible coefficient of lateral stability is increased by 20%. For such filling the indicators of transverse stability for the tank car KrAZ-5401H2 with a volume of 8000 l with a cross section in the form of an ellipse, a circle, a suitcase are determined. According to the results of calculations, it was found that the largest angle of the slope for a tank car in the shape of a circle and an ellipse is almost the same and 12% smaller compared to a tank truck in the shape of a suitcase. Therefore, the influence of tank parameters on the lateral stability of the tank car in accordance with DSTU UN / ECE R 111-00: 2002 was further considered. tanks in comparison with freight and passenger transport. It is shown that as a result of the action of the transverse component of the force of inertia, the center of mass of the liquid load is shifted, which leads to a change in the indicators of transverse stability. With increasing speed there is an increase in the displacement of the center of mass of the liquid in the tank and the deterioration of the transverse stability of the tank truck. Moreover, the difference between the maximum allowable radii of rotation of a fully filled tank and filled to half increases and at a speed of 70 km / h reaches 30%. However, the shape of the cross section of the tank when it is partially filled to a lesser extent affects the value of the limiting radius of rotation. The largest deviation of the turning radius from the shape of the cross section of the tank at a speed of 50 km / h occurs when filling the tank at the level of 50% and is only 7.8%. When choosing the shape of the cross section of the tank should focus on other indicators, in particular the strength of the tank and the technology of its manufacture.

KEY WORDS: CAR, TANK, CIRCUIT, ELLIPSE, SUITCASE, LIQUID CARGO, STABILITY, TURN RADIUS, SPEED.

АВТОРИ:

Попелиш Денис Михайлович, Національний транспортний університет, аспірант кафедри автомобілів, e-mail: popelish@ukr.net, тел.: +380677921408, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 301, orcid.org/0000-0001-9506-6421.

AUTHORS:

Popelysh Denys M., National Transport University, postgraduate student of the Department of Automobiles, e-mail: popelish@ukr.net, tel. +380677921408, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelyanovych-Pavlenko str. 1, of. 301, orcid.org/0000-0001-9506-6421.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Гутаревич Юрій Феодосійович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри двигунів і теплотехніки.

Макаров Володимир Андрійович, доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту.

REVIEWERS:

Gutarevich Yuriy Feodosiyovych, Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of the Department of Engines and Heat Engineering.

Makarov Volodymyr Andriyovych, Doctor of Technical Sciences, Professor, Vinnytsia National Technical University, Professor of the Department of Automobiles and Transport Management.