

## МАНЕВРЕНІСТЬ ТА СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОПОЇЗДА-КОНТЕЙНЕРОВОЗА

Сахно В.П., доктор технічних наук

Марчук Р.М.

Придюк В.І.

Онищук В.П.

*У статті розглянуті питання маневреності автопоїзда-контейнеровоза за плоскою і просторовою моделлю. Показано, що крен кузова автомобіля-тягача і напівпричепа призводить до зміщення центру мас у напрямку дії бічної сили, що знижує потенційні можливості автопоїзда щодо стійкості руху. Так, при виконанні маневру ISO уже за швидкості 3 м/с спостерігаються незначні коливання напівпричепа, які посилюються з підвищенням швидкості руху. Якщо за швидкості 10 м/с автопоїзд без урахування крену залишається стійким, то при врахуванні крену ця швидкість зменшується до 5 м/с.*

**Вступ.** Контейнерні перевезення – одні із найбільш зручних і економічних видів доставки вантажів. Вантажні автомобільні перевезення виконуються як за локальної, так і міжнародної організації перевезень. 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 вантажів у контейнерах має такі переваги [1]:

- високий рівень збереження вантажу при транспортуванні;
- універсальність контейнера дозволяє перевозити його будь-яким видом транспорту, а також скорочує витрати часу при перевантаженні з одного виду транспорту на інший;
- можливість транспортування будь-яких вантажів;
- можливість перевезень небезпечних вантажів;
- можливість доставки вантажу від «дверей до дверей».

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, Rofo тощо.

При перевезеннях усієї гами контейнерів (від 20 до 40 футів) сучасними автопоїздами-контейнеровозами не повністю використовується нормована довжина автопоїзда (22 м). Крім того, при перевезеннях легких вантажів також не повністю використовується і максимально допустима маса автопоїзда (40-42 т). Тому доцільним є розробка конструкції довгобазового автопоїзда-контейнеровоза, яка могла б нівелювати ці недоліки. Конструктивна схема такого автопоїзда представлена на рис. 1

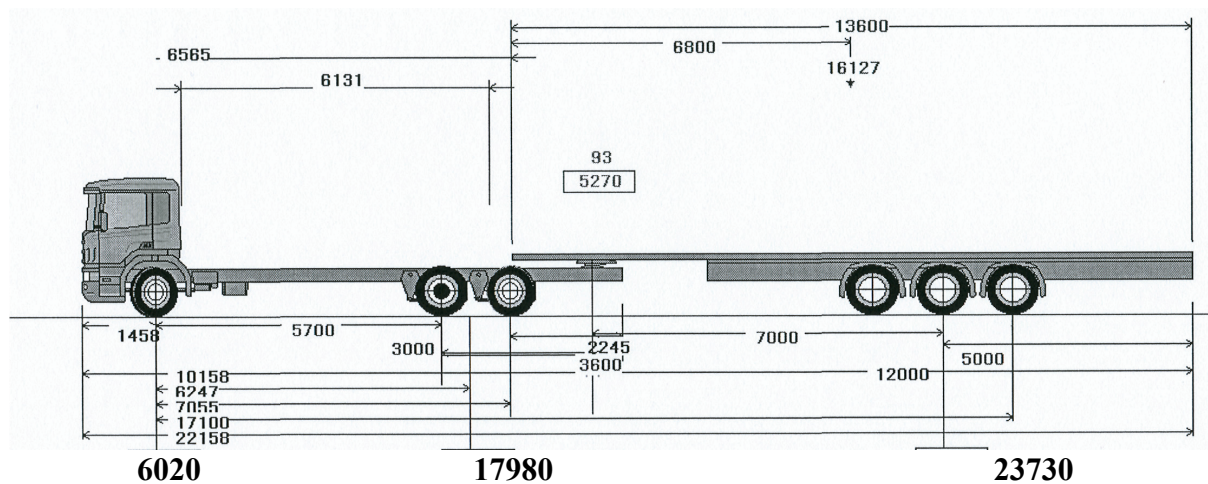


Рис. 1. Компонувальна схема автопоїзда-контейнеровоза

Проведеними до теперішнього часу дослідженнями встановлено, що ряд питань, пов'язаних із маневреністю і стійкістю АТЗ, особливо довгобазових, вивчено ще недостатньо повно. У більшості робіт з маневреності АТЗ розглядається тільки кінематика повороту дволанкових автопоїздів з некерованими причіпними ланками, а при визначенні показників стійкості руху залежність між бічними силами і кутами відведення приймається лінійною. Тому **метою роботи** є визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза на еластичних у бічному напрямку колесах.

**Основна частина.** Ефективність використання довгобазових автопоїздів при транспортуванні контейнерів в значній мірі залежить від їх здатності вписуватися в допустиму смугу руху і не створювати перешкод для транспортного потоку. У більшості країн світу габаритна довжина одиночних автомобілів обмежується на рівні 12 м, сидельних автопоїздів – на рівні 16,5 м, причіпних автопоїздів – на рівні 18,35 м. Пояснюється це необхідністю виконання вимог Директиви 2002/7/ЕС [2] щодо керованості та стійкості руху автотранспортних засобів (АТЗ), зокрема, п. 5.9.1 «... при русі на повороті як вправо, так і влево, автотранспортное средство должно полностью вмещаться по наиболее выступающей точке кузова или бампера в окружность радиусом 12,5 м» та п. 5.9.2 «...при русі на повороті как вправо, так и влево, когда наиболее выступающие точки кузова или бампера описывают окружность радиусом 12,5 м, транспортное средство должно вмещаться в коридор 7,2 м». Проте це стосується тільки автопоїздів з некерованими причіпними ланками. За керованих причіпних ланок габаритна довжина АТЗ значно збільшується, зокрема при експлуатації в Україні – до 22 м, що суттєво для автопоїздів-контейнеровозів. Проте збільшення довжини автопоїзда без відповідного вибору ряду параметрів погіршує його експлуатаційні властивості, у тому числі маневреність і стійкість руху.

Показники маневреності і стійкості руху автопоїздів визначають шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь, що описує рух автопоїзда. У роботі [3] така система диференціальних рівнянь записана у вигляді:

- для остова автомобіля-тягача

$$\begin{aligned}
 &m(\ddot{v} - \omega u) + X \cos \theta + X' \cos \theta' - Y \sin \theta - Y' \sin \theta' + X_1 + X'_1 + X_{12} \cos \theta_{12} + \\
 &+ X'_{12} \cos \theta'_{12} - Y_{12} \sin \theta_{12} - Y'_{12} \sin \theta'_{12} + XB \cos \varphi_1 - YB \sin \varphi_1 = 0, \\
 &m(\ddot{u} + \omega v) - Y \cos \theta - Y' \cos \theta' - X \sin \theta - X' \sin \theta' - Y_1 - Y'_1 \\
 &- Y_{12} \cos \theta_{12} - Y'_{12} \cos \theta'_{12} - X_{12} \sin \theta_{12} - X'_{12} \sin \theta'_{12} + YB \cos \varphi_1 - XB \sin \varphi_1 = 0
 \end{aligned}$$

$$I\dot{\omega} = a(Y \cos \theta + Y' \cos \theta + X \sin \theta + X' \sin \theta) - b(Y_1 \cos \theta_{11} + Y'_1 \cos \theta'_{11}) - b_b(Y_{12} \cos \theta'_{12} + Y'_{12} \cos \theta_{12} + X_{12} \sin \theta_{12} + X'_{12} \sin \theta'_{12}) - c(YB \cos \gamma_1 + XB \sin \gamma_1) + M_1;$$

- для кістяка напівпричепа:

$$I_1 \dot{\omega}_1 = d_1 YB - b_1(Y_2 \cos \theta_2 + Y'_2 \cos \theta'_2 + X_2 \sin \theta_2 + X'_2 \sin \theta'_2) - b_{11}(Y_{21} \cos \theta_{21} + Y'_{21} \cos \theta'_{21} + X_{21} \sin \theta_{21} + X'_{21} \sin \theta'_{21}) - b_{12}(Y_{22} \cos \theta_{22} + Y'_{22} \cos \theta'_{22} + X_{22} \sin \theta_{22} + X'_{22} \sin \theta'_{22}) + c_1(YC \cos \varphi_2 + XC \sin \varphi_2) - M_1;$$

- для возика напівпричепа:

$$- J_2 \dot{\omega}_2 + d_2 YC - M_2 = 0 \quad (1)$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

$a$  – відстань від передньої осі до центра мас автомобіля-тягача;  
 $b$  – відстань від середньої осі до центра мас автомобіля-тягача;  
 $b_b$  – відстань від задньої осі до центра мас автомобіля-тягача;  
 $c$  – відстань від центра мас автомобіля-тягача до точки зчипки з напівприцепом;  
 $L_a$  – габаритна довжина автомобіля-тягача;  
 $B$  – колія передніх коліс автомобіля-тягача;  
 $\theta, \theta_1, \theta_{11}$  – відповідно кут повороту коліс передньої, середньої і задньої осі автомобіля-тягача;  
 $L_{nn}$  – габаритна довжина напівпричепа;  
 $b_2$  – відстань від передньої осі до центра мас напівпричепа;  
 $b_{21}$  – відстань від середньої осі до центра мас напівпричепа;  
 $b_{22}$  – відстань від задньої осі до центра мас напівпричепа;  
 $d_2$  – відстань від центра мас напівпричепа до його передньої габаритної точки;  
 $\theta_2, \theta_{21}$  – відповідно кут повороту передньої і задньої осі напівпричепа;  
 $m, m_2$  – маса тягача і напівпричепа;  
 $k_f$  – коефіцієнт опору кочення коліс автопоїзда;  
 $k_1, k_2, k_3$  – коефіцієнти опору відведення коліс осей автомобіля-тягача і напівпричепа;  
 $kk_2$  – приведений коефіцієнт жорсткості напівпричепа;  
 $h_2$  – коефіцієнти демпфування за кутами повороту напівпричепа;  
 $K_\gamma, K_{\gamma 1}$  – приведені коефіцієнти жорсткості тягача і напівпричепа по крену;  
 $N_\gamma, N_{\gamma 1}$  – приведені коефіцієнти демпфування тягача і напівпричепа по крену;  
 $J, J_1, J_2$  – центральний момент інерції тягача, напівпричепа і візка напівпричепа;  
 $v, u$  – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас на осі, пов'язані з автомобілем-тягачем;  
 $\omega$  – кутова швидкість тягача, щодо вертикальної осі;  
 $v_1, u_1$  – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас напівпричепа;  
 $\omega_1$  – кутова швидкість напівпричепа;  
 $v_2, u_2$  – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас візка напівпричепа;  
 $\omega_2$  – кутова швидкість візка напівпричепа;  
 $X_{i,j}, X'_{i,j}, Y_{i,j}, Y'_{i,j}$  – поздовжні і поперечні сили на внутрішньому і зовнішньому колесі осей автопоїзда;  
 $XB, YB; XC, YC$  – реакції у точках зчипки тягача з напівприцепом і напівпричепа з візком;  
 $M_1, M_2$  – моменти опору повороту напівпричепа і його візка.

Система рівнянь (1) суттєво нелінійна і її інтегрування навіть з використанням сучасної обчислювальної техніки викликає певні труднощі. Тому на першому етапі

спростимо ці рівняння і прийнемо, що автопоїзд рухається рівномірно ( $\dot{v} = const$ ), кути повороту зовнішнього і внутрішнього коліс автомобіля-тягача однакові ( $\theta_i = \theta'_i$ ), кути повороту коліс осей напівпричепа дорівнюють нулю і возик напівпричепа жорстко з'єднаний з кістяком.

Для цього випадку рівняння руху автопоїзда-контейнеровоза з урахуванням рівнянь руху автопоїзда у поздовжньо-поперечній площині записуються у вигляді:

$$\begin{aligned} m(\dot{u} + \omega v) &= Y \cos \theta - X \sin \theta + Y_{11} + X_{12} \sin \theta_{12} + Y_{12} \cos \theta_{12} - YB \cos \varphi_1 - XB \sin \varphi_1 + P_\gamma; \\ I\dot{\omega} &= a(Y \cos \theta - X \sin \theta) - bY_{11} - b_b(Y_{12} \cos \theta_{12} + X_{12} \sin \theta_{12}) + c(YB \cos \varphi_1 - XB \sin \varphi_1); \\ I_2\dot{\omega}_2 &= d_1YB - b_1(Y_2 \cos \theta_2 + X_2 \sin \theta_2) - b_{11}(Y_{21} \cos \theta_{21} + X_{21} \sin \theta_{21}) - \\ &- b_{12}(Y_{22} \cos \theta_{22} + X_{22} \sin \theta_{22}); \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} I_x\ddot{\gamma} &= m(\dot{u} + \omega v) + m \times g \times H \times \gamma_0 - K_\gamma H^2 \times \gamma_0 / 2 - N_\gamma H^2 \dot{\gamma} / 2; \\ I_{2x}\ddot{\gamma}_1 &= m_2(\dot{u}_2 + \omega_2 v_2) + m_2 \times g \times H_1 \times \gamma_1 - K_{\gamma 1} H_1^2 \times \gamma_1 / 2 - N_{\gamma 1} H_1^2 \dot{\gamma}_1 / 2; \end{aligned} \quad (3)$$

Інтегрування системи рівнянь (2, 3) виконано із залученням програмного забезпечення Maple 12 за таких числових значень параметрів [3]:

$V:=0; X1:=0; X2:=0; X21:=0; X3:=0; X31:=0; X32:=0; g:=9.81; a:=3.6; b:=1.6; bb:=3.1; b1:=0.57; d1:=5.73; b11:=1.97; b12:=3.37; c:=3.5; m1:=600.; m:=18000.; kf:=0; m2:=29000; k1:=160000; k2:=220000; k3:=165000; kappa1:=0.8; kappa2:=0.8; kappa3:=0.8; theta1:=0.0; theta11:=0.0; theta2:=0.0; theta21:=0.0; theta22:=0.0; KOL:=2.2; H:=0.65; H1:=0.8; Kgam:=2*1200000; Kgam1:=2*3*1000000/2; Ngam:=5025; Ngam1:=3*5025/2; theta:=0.45; v:=5.$

Інтегрування рівнянь руху (2, 3) дозволяє визначити кути крену ланок автопоїзда і порівняти між собою параметри маневреності і стійкості автопоїзда для просторової і плоскої моделей.

Визначимо кути крену ланок автопоїзда а таких умов - вхід у коло і рух по колу за  $\theta:=0.45$  і  $v=5$  м/с і при дії збурення - початкове збурення за кутом складання 0,1 рад за швидкості  $v=5$  м/с.

На рис. 2 наведена залежність кутів крену автомобіля-тягача і напівпричепа за колового руху автопоїзда і при дії збурення [3]. Як слідує з рис. 2, крен кузова тягача призводить до зміщення центру мас у напрямку дії бічної сили, що знижує потенційні можливості автопоїзда щодо стійкості руху.

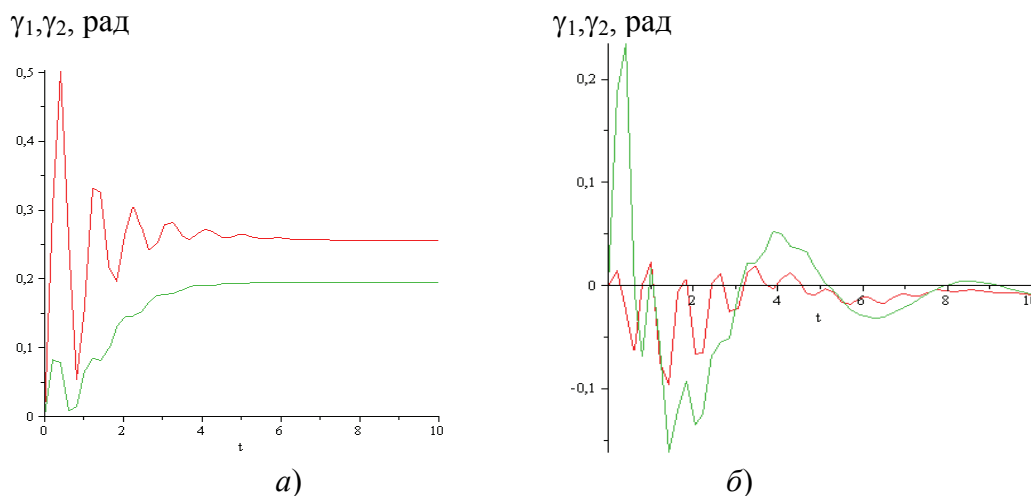


Рис. 2. Кути крену тягача і напівпричепа у часі перехідного процесу за колового руху автопоїзда (а) і при дії збурення (б)

На рис.3 приведені траєкторії центру мас тягача за відсутності і наявності крену. При цьому криві кута складання для просторової і плоскої моделі автопоїзда практично

співпали між собою, рис. 4, тобто при визначенні показників маневреності автопоїзда можна використовувати просту плоску модель автопоїзда-контейнеровоза.

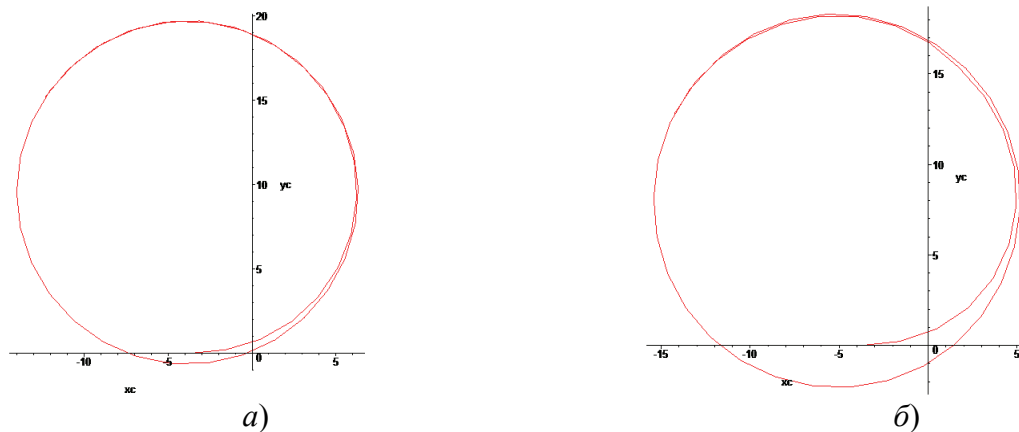


Рис.3. Траєкторії центра мас автомобіля тягача за відсутності(а) і наявності крену (б)

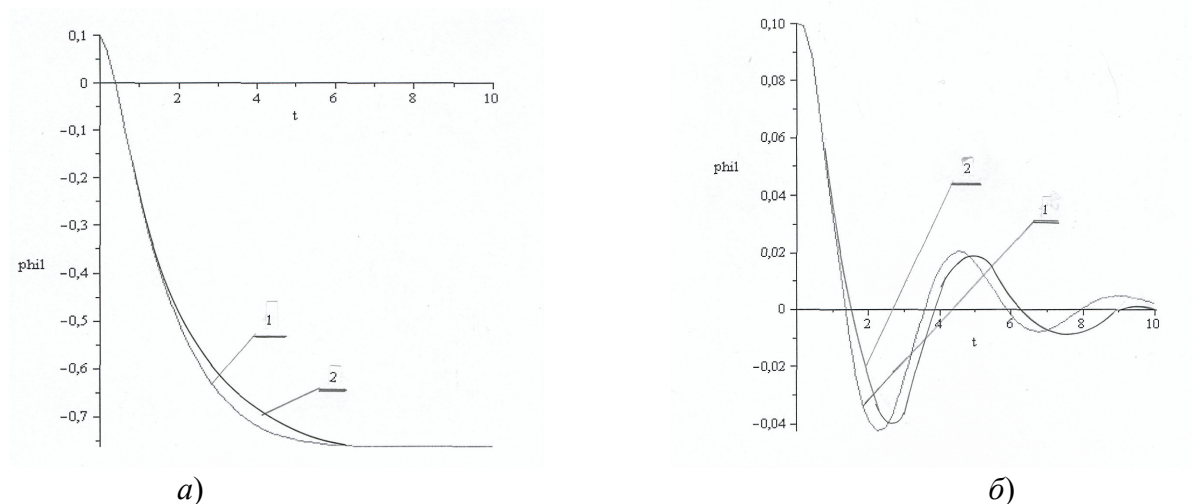


Рис. 4. Кут складання за колового руху автопоїзда (а) і при дії збурення (б): 1 – без урахування крену, 2 – з урахуванням крену.

Крім того, загасаючий характер коливань кута складання свідчить про стійкий рух автопоїзда при виконанні прийнятих маневрів.

При повороті керованих коліс для досягнення колового руху автопоїзда його критична швидкість з урахуванням крену кузова суттєво зменшується.

На рис. 4 наведені результати розрахунку критичної швидкості автопоїзда як з урахування крену, так і без його врахування в залежності від кута повороту керованих коліс тягача (за умови появи дійсного кореня характеристичного рівняння).

Аналіз даних, рис. 4, показує, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс критична швидкість автопоїзда з урахуванням крену суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда.

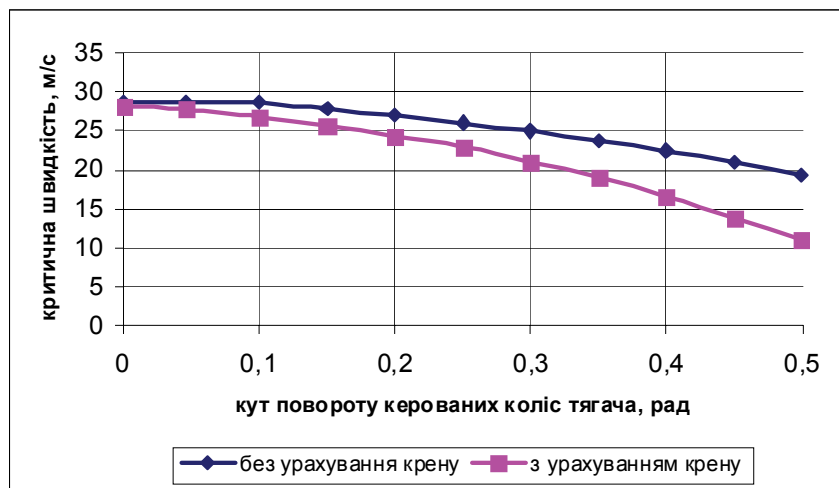


Рис. 4. Залежність критичної швидкості автопоїзда від кута повороту керованих коліс тягача

**Висновки.** Інтегруванням рівнянь руху автопоїзда-контейнеровоза встановлено:

- крен кузова автомобіля-тягача і напівпричепа призводить до зміщення центру мас у напрямку дії бічної сили, що знижує потенційні можливості автопоїзда щодо стійкості руху;

- кути складання ланок автопоїзда-контейнеровоза за колового руху співпали між собою, тобто при визначенні кутів складання і показників маневреності автопоїзда можна використовувати просту плоску модель автопоїзда-контейнеровоза. Крім того, загасаючий характер коливань кута складання свідчить про стійкий рух автопоїзда при виконанні прийнятих маневрів;

- при повороті керованих коліс автомобіля-тягача і керованої осі возика напівпричепа для досягнення колового руху автопоїзда його критична швидкість з урахуванням крену кузова суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда.

- крен кузова тягача і напівпричепа суттєво впливає на стійкість руху автопоїзда при виконанні маневру ISO. Уже за швидкості 3 м/с спостерігаються незначні коливання напівпричепа, які посилюються з підвищенням швидкості руху. Так, якщо за швидкості 10 м/с автопоїзд без урахування крену залишається стійким, то при врахуванні крену ця швидкість зменшується до 5 м/с.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Сахно В.П. До визначення конструктивних і компоновальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза /В.П.Сахно, В.П.Онищук, В.М.Придюк//Вісник НТУ.- К.:НТУ, 2009.-№19. - С.80-83.

2. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.

3. Сахно В.П. До визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза /В.П.Сахно, Р.М.Марчук, В.П.Онищук, В.М.Придюк //Вісник Житомирського державного технологічного університету. - №2 (53). -2010. – С.127-134.