

разование. Установлено, что специфические для обрабатываемых материалов физико-механические и режущие свойства нароста имеют только деформационную природу. Показано, что тело нароста при протягивании серых ферритных чугунов исполняет роль дополнительного режущего клина со свойственной ему геометрией.

Наличие нароста при протягивании чугунных деталей ведет к разбивке отверстия и ухудшению шероховатости обработанной поверхности. Определены основные способы управления наростообразованием при протягивании серых чугунов: оптимизация геометрических параметров инструмента; управлением контактными явлениями и процессом трения применением методов инженерии поверхности.

При протягивании серых чугунов следует использовать инструмент из быстрорежущих сталей, что позволяет низкая температура процесса.

Допустимая вместимость стружки в канавках протяжки при обработке серых чугунов составляет 0,35.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** СЕРЫЕ ФЕРРИТНЫЕ ЧУГУНЫ, ПРОТЯГИВАНИЕ, НАРОСТ, ИНЖЕНЕРИЯ ПОВЕРХНОСТИ, БЫСТРОРЕЖУЩИЕ СТАЛИ.

УДК 629.113

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ ТРИЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА З НАПІВПРИЧЕПОМ НА ПІДКАТНОМУ ВІЗКУ "DOLLY"

Сахно В.П., доктор технічних наук

Глінчук В.М., кандидат технічних наук

Енглезі О.А., кандидат технічних наук

Поляков В.М., кандидат технічних наук

Постановка проблеми. Одним з основних шляхів підвищення продуктивності автомобільного транспорту є збільшення вантажності автотранспортних засобів (АТЗ), що в умовах обмежень осьових навантажень можливо або за рахунок збільшення габаритної довжини і числа осей дволанкових автопоїздів, або за рахунок збільшення числа ланок АТЗ. Останній напрямок стосовно великовантажних автопоїздів є дуже перспективним. Цей напрямок не вимагає значних капіталовкладень і може бути реалізований у найкоротші терміни, не підвищуючи вартість перевезень і не змушуючи відмовлятися від зручних і швидких автомобільних перевезень. При цьому для перевезень різних видів вантажів можуть використовуватися різні компоновальні схеми триланкових автопоїздів, проте спільним для них є використання стандартних автомобілів-тягачів, причепів і напівпричепів. Вибір оптимальної компоновальної схеми є актуальною і не до кінця вирішеною проблемою, як за показниками маневреності, так і стійкості руху.

У роботах [1-4] наведена методика і результати розрахунку показників маневреності триланкових автопоїздів різних компоновальних схем. Показано, що за показниками маневреності кращою є компоновальна схема автопоїзда з напівпричепом на підкатному візку Dolly, проте стійкість такого автопоїзда не до кінця вивчена. Тому метою роботи є визначення показників стійкості руху, зокрема критичної швидкості руху, автопоїзда з напівпричепом на підкатному візку.

Основна частина. У роботі [5] наведена система рівнянь плоскопаралельного руху триланкового автопоїзда узагальненої компоновальної схеми, якою є схема автопоїзда з напівпричепом на підкатному візку Dolly. Розв'язком наведеної системи рівнянь у роботі [6] визначена критична швидкість автопоїзда та проаналізовані фактори, що впливають на її чисельне значення. Встановлено, що на підвищенні поперечної горизонтальної стійкості автопоїзда позитивно позначається збільшення маси першої причіпної ланки по відношенню до другої; зменшення коефіцієнта опору відведення коліс керованих осей автомобіля-тягача і напівпричепа (зменшення тиску повітря в шинах передньої керованої осі автомобіля-тягача і напівпричепа) і збільшення коефіцієнта опору відведення коліс задніх осей автомобіля-тягача і напівпричепа, а також осей причепа (збільшення тиску повітря в шинах цих осей); зсув точки зчіпки напівпричепа до передньої осі, зсув точки зчіпки підкатного візка з автомобілем-тягачем вперед до центра мас тягача, зміщення центра мас підкатного візка і напівпричепа до точок з'єднання підкатного візка з автомобілем-тягачем та напівпричепа з підкатним візком тощо.

Відкритим залишилося питання щодо впливу координат центра мас і моментів інерції ланок автопоїзда на його критичну швидкість руху.

Дослідимо вплив розташування центрів мас ланок автопоїзда і їх моментів інерції на критичну швидкість його руху. Будемо вважати, що точка зчипки підкатного візка з автомобілем-тягачом рухається з постійною швидкістю уздовж заданої осьової лінії (основну траєкторію руху автомобіля тягача формує точка, що знаходиться посередині між двома задніми осями, а зчипний пристрій автопоїзда розташовується саме над цією точкою).

За таких вихідних даних система має два ступені волі: кути складання  $\varphi_1$  і  $\varphi_3$ . Позначимо далі  $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_3$  – перші і другі похідні кутів складання;  $m_1, m_3, J_1, J_3$  – маси та центральні моменти інерції щодо вертикальної осі підкатного візка і напівпричепа;  $d_i, b_i, c_i, L_i$  – геометричні параметри системи (рис. 1).

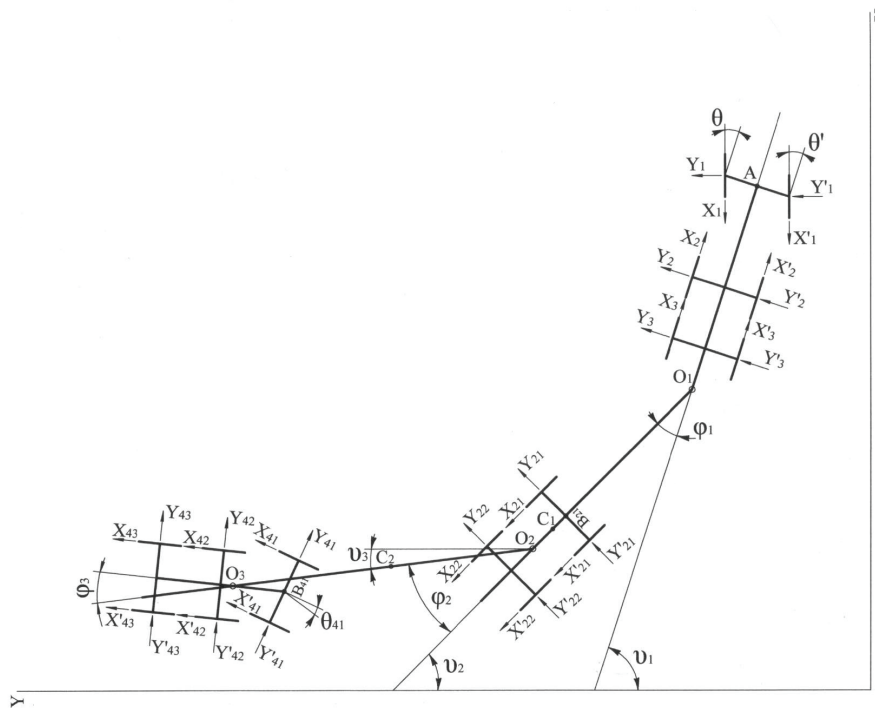


Рисунок 1. – Компонувальна схема автопоїзда на підкатному візку Dolly

Рівняння руху автопоїзда триланкового автопоїзда на підкатному візку мають вигляд [7]

$$L_1 Y_3 - (d_1 + c_1) \cos \varphi_3 Y_4 + (\dot{\omega}_3 + \dot{\omega}_1) d_2 (d_1 + c_1) m_3 \cos \varphi_3 + (d_1 + c_1) \times \\ \times [ -(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_3)^2 d_2 m_3 + X_4 ] \sin \varphi_3 + \dot{\omega}_1 [(d_1^2 m_1 + I_1 + (d_1 + c_1)^2 m_3)] = 0;$$

$$L_2 Y_4 + \dot{\omega}_1 d_2 m_3 (d_1 + c_1) \cos \varphi_3 + \dot{\varphi}_1^2 d_2 m_3 (d_1 + c_1) \sin \varphi_3 + (\dot{\omega}_3 + \dot{\omega}_1) I_3 + (\dot{\omega}_3 + \dot{\omega}_1) d_2^2 m_3 = 0 \quad (1)$$

де  $X_i$  – подовжні сили (будемо припускати  $X_i = 0$ );  $Y_i$  – сили опору відведення коліс осей

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + (k_i \delta_i)^2 / (\kappa_i Z_i)^2}}.$$

Кути відведення осей і проекції вектора швидкості центру мас ланок на поперечну і подовжню осі відповідної ланки записуються у вигляді:

$$\delta_3 = \arctg \frac{-u_1 - b_1 \dot{\varphi}}{v_1};$$

$$\delta_4 = \arctg \frac{-u_2 - b_2(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)}{v_2} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} u_1 &= v \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 d_1, \\ v_1 &= v \cos \varphi_1 \\ u_4 &= v \cos \varphi_1 \sin \varphi_3 + (v \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 + c_1 \dot{\varphi}_3) \cos \varphi_3 - (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_1) d_2; \\ v_4 &= v \cos \varphi_1 \cos \varphi_3 - (v \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 + c_1 \dot{\varphi}_3) \sin \varphi_3; \\ L_1 &= b_1 + d_1; \\ L_2 &= b_2 + d_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Із критерію Рауса-Гурвіца для системи диференціальних рівнянь руху автопоїзда випливає, що критична швидкість системи визначається таким виразом (у моделі покладено  $c_1 = b_i$ ;  $b_i = \beta d_i$ ;  $J_i = \alpha m_i b_i d_i$ ) [7]:

$$v_{kp}^2 = 2(2\beta^8 \alpha + 14\beta^7 \alpha + 3\beta^7 + 19\beta^6 + 43\beta^6 \alpha + 52\beta^5 + 75\beta^5 \alpha + 80\beta^4 + 80\alpha\beta^4 + \rightarrow \quad (4)$$

$$+ \frac{75\beta^3 + 52\alpha\beta^3 + 19\alpha\beta^2 + 43\beta^2 + 3\alpha\beta + 14\beta + 2)d_2 k_4}{[(-5\beta^3 + 4\alpha\beta^3 - 14\beta^2 + 12\alpha\beta^2 - 12\beta + 10\alpha\beta + \alpha^2 \beta - 4 + 4\alpha)m_2 \beta]}$$

де параметр  $\beta$  визначає положення центра мас напівпричепа, а параметр  $\alpha$  – його момент інерції.

Критична швидкість існує тоді і тільки тоді, коли знаменник виразу (4) є додатній. Досліджуючи знаменник рівняння (4), отримуємо умову виникнення коливальної нестійкості – параметр  $\alpha$ , який не повинен перевищувати деяке граничне значення [7]

$$\alpha < \frac{-4\beta^3 - 10\beta - 12\beta^2 - 4 + 2\sqrt{4\beta^6 + 24\beta^5 + 61\beta^4 + 82\beta^3 + 61\beta^2 + 24\beta + 4}}{2\beta} \quad (5)$$

Граничне значення параметра  $\alpha$  визначається лише положенням центра мас напівпричепа. За обраних вихідних даних для автопоїзда на підкатному візку цей поріг «практично» не може перевищити значення «1.4».

Розглянемо, наприклад, випадок  $\alpha=1.2$  – для підкатного візка. При  $\beta=0,8$  значення  $g_\alpha(0,8) \cong 100$ , отже, за такого набору параметрів  $m_2=18000$  кг,  $k_f=240000$  Н/рад,  $d=5,6$  м значення критичної швидкості складе близько 43 м/с.

Для випадку ( $\alpha=1.6$ ,  $m=24000$  кг,  $k_f=240000$  Н/рад,  $d_2=6,08$  м) і ( $\alpha=1.8$ ,  $m=18000$  кг,  $k=240000$  Н/рад,  $d=6,08$  м – для напівпричепа) залежність критичної швидкості від параметра  $\beta$  представлена на рис.2 а, б.

Аналіз даних, рис. 2, показує, що наближення центра мас напівпричепа до точки зчипки з підкатним візком Dolly підвищує критичну швидкість руху автопоїзда. Разом з тим, підвищення моменту інерції напівпричепа призводить до зменшення критичної швидкості руху автопоїзда.

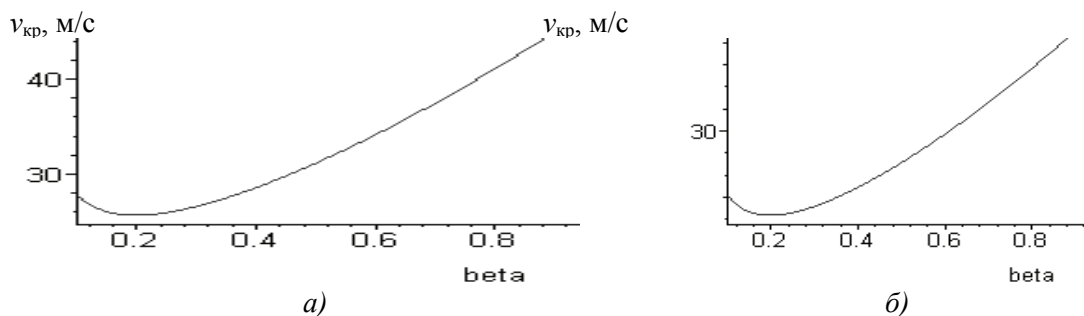


Рисунок 2. – Залежність критичної швидкості руху автопоїзда від параметра  $\beta$ :  
(а) – для підкатного візка, (б) – для напівпричепа

Приведемо результати чисельного моделювання поведінки триланкового автопоїзда на підкатному візку Dolly при закритичній швидкості руху. Для обраного набору параметрів вона

пов'язана з народженням стійкого граничного циклу при закритичній швидкості руху (рис. 3 а,б, в, г).

Критична швидкість для даного набору параметрів ( $\alpha=1.6$ ,  $\beta=0.6$ ,  $m=18000$  кг,  $k=240000$  Н/рад,  $d=6,08$  м) складає 35,6 м/с. При збільшенні швидкості до  $v=37$  м/с (рис. 3 а, б) і  $v=40$  м/с (рис. 3 в, г) амплітуда автоколивань росте досить швидко, що призводить до небезпечної втрати стійкості незбуреного руху.

Це свідчить про те, що умови виникнення коливальної нестійкості автопоїзда на підкатному візку Dolly суттєво залежать від параметрів автопоїзда, а саме його масово-геометричних характеристик – положення центру мас щодо точки зчипки, радіусів інерції підкатного візка і напівпричепа та положення точки зчипки напівпричепа з підкатним візком.

Розглянемо деяку послідовність значень параметра  $\alpha=1.4$ ; 1.6; 1.8, за яких гарантовано виникає коливальна нестійкість. Відповідне їм значення критичної швидкості визначається за виразом [7]:

$$v_{кр}^2 = \frac{g_{\alpha}(\beta)k_4d_2}{m_2} \quad (4)$$

Розглянемо, наприклад, випадок  $\alpha=1.6$ . При  $\beta=0,5$  значення  $g_{\alpha}(0,7) \cong 70$ , отже, для набору параметрів триланкового причіпного автопоїзда на підкатному візку, що розглянуті вище, значення критичної швидкості складе близько 38 м/с.

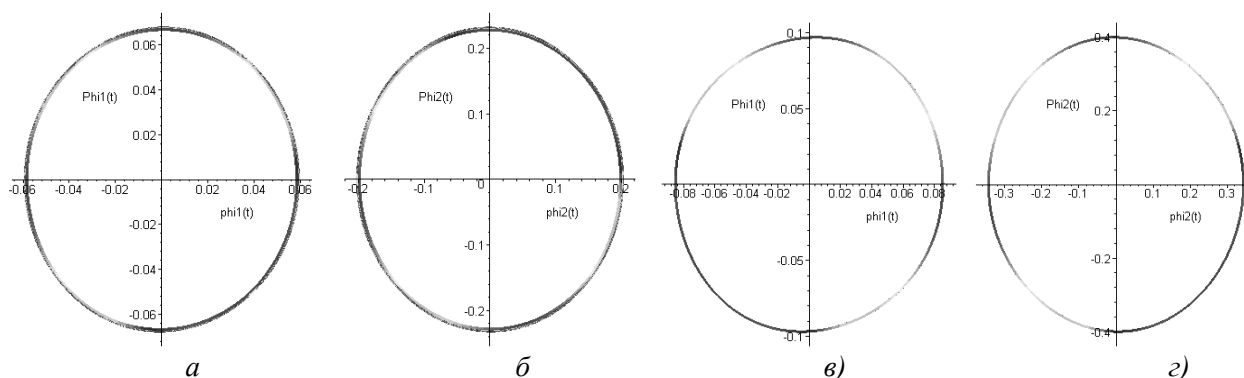


Рисунок 3. – Фазові портрети для кутів складання три ланкового автопоїзда за різних значень параметрів  $\alpha$  і  $\beta$

При збільшенні швидкості до  $v=40$  м/с (рис. 3 а, б) і  $v=43$  м/с (рис. 3 в, г) амплітуда автоколивань росте досить швидко, що призводить до небезпечної втрати стійкості незбуреного руху.

Це свідчить про те, що умови виникнення коливальної нестійкості автопоїзда на підкатному візку Dolly, а також і автопоїздів інших компоновальних схем суттєво залежать від параметрів автопоїзда, а саме його масово-геометричних характеристик – положення центру мас щодо точки зчипки, радіусів інерції причіпних ланок та положення точок зчипки причіпних ланок з автомобілем-тягачом та між собою, що необхідно враховувати при комплектації автопоїздів.

Висновки. Визначена критична швидкість автопоїзда на підкатному візку Dolly та проаналізовано вплив координат центру мас і моментів інерції ланок автопоїзда на її чисельне значення.

#### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Сахно В.П., Бондаренко А.С., Глінчук В.М., Мурований І.С. До визначення показників маневреності триланкового причіпного автопоїзда //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2006. – Випуск 9. – С.102-108.

2. Лотиш В.В. Дослідження маневреності триланкових сідельно-причіпних автопоїздів / В.В. Лотиш, О.А.Енглезі, І.С. Мурований //Луцький державний технічний університет: Наукові нотатки. – Луцьк. – 2007. – С. 265-267.

3. Мурований І.С. До визначення показників маневреності триланкових причіпних автопоїздів //Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2007. – Випуск 15.

4. Сахно В.П. Порівняльна оцінка маневреності триланкових автопоїздів /В.П.Сахно, В.М. Поляков, Р.М.Марчук, П.О.Гуменюк //Вісник Житомирського державного технологічного університету. – №2(53) – 2012. –С. 127-134.

5. Сахно В.П. Математична модель триланкового автопоїзда в поздовжній вертикальній і поперечній площинах /В.П.Сахно, В.М.Поляков, В.М.Глінчук //Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. Науковий журнал. – 2012. – Вип. 3. – С.73-84.

6. Сахно В.П. Порівняльна оцінка показників стійкості прямолінійного руху автопоїздів різних компоновальних схем. /В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Глінчук, В.М. Босенко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ–2012. – Вип. 10. – С.87-92.

7. Сахно В.П. Аналіз умов виникнення флатерної нестійкості трьохланкового автопоїзда з двома ідентичними напівпричепами /В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, В.А. Макаров, К.В. Шкварко //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. –2004. Випуск 7. – с. 76-79

#### РЕФЕРАТ

Сахно В.П., Глінчук В.М., Енглезі О.А., Поляков В.М. До визначення критичної швидкості руху триланкового автопоїзда з напівприцепом на підкатному візку Dolly /Володимир Прохорович Сахно, Валерій Миколайович Глінчук, Олег Анатолійович Енглезі, Віктор Михайлович Поляков// Вісник НТУ. – К.: НТУ. – 2012. – Вип. 26.

У статті розглянуті питання стійкості прямолінійного руху триланкового автопоїзда з напівприцепом на підкатному візку Dolly, зокрема критичної швидкості прямолінійного руху.

Об'єкт дослідження – стійкість прямолінійного руху триланкового автопоїзда з напівприцепом на підкатному візку Dolly.

Мета досліджень – визначення показників стійкості руху, зокрема критичної швидкості руху, автопоїзда з напівприцепом на підкатному візку Dolly.

Метод досліджень – аналітичний.

Досліджено вплив розташування центрів мас ланок автопоїзда і їх моментів інерції на критичну швидкість руху триланкового автопоїзда з напівприцепом на підкатному візку Dolly. В основу дослідження покладено, що точка зчипки підкатного візка з автомобілем-тягачом рухається з постійною швидкістю уздовж заданої осьової лінії (основну траєкторію руху автомобіля тягача формує точка, що знаходиться посередині між двома задніми осями, а зчипний пристрій автопоїзда розташовується саме над цією точкою).

Доведено, що умови виникнення коливальної нестійкості автопоїзда на підкатному візку Dolly, а також і автопоїздів інших компоновальних схем суттєво залежать від параметрів автопоїзда, а саме його масово-геометричних характеристик – положення центру мас щодо точки зчипки, радіусів інерції причіпних ланок та положення точок зчипки причіпних ланок з автомобілем-тягачом та між собою, що необхідно враховувати при комплектації автопоїздів.

Визначена критична швидкість автопоїзда на підкатному візку Dolly та проаналізовано вплив координат центру мас і моментів інерції ланок автопоїзда на її чисельне значення. Збільшити критичну швидкість автопоїзда можна за рахунок зсуву точки зчипки напівпричепа до передньої осі возика, зсув точки зчипки підкатного возика з автомобілем-тягачем вперед до центра мас тягача, зміщення центра мас підкатного візка і напівпричепа до точок з'єднання підкатного візка з автомобілем-тягачем та напівпричепа з підкатним візком.

Результати статті можуть бути використані при комплектації триланкових автопоїздів та їх подальшій експлуатації в Україні.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** ПРИЧІП, НАПІВПРИЧІП, АВТОМОБІЛЬНИЙ ПОЇЗД, СТІЙКІСТЬ, ПІДКАТНИЙ ВІЗОК, КРИТИЧНА ШВИДКІСТЬ, МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ, КООРДИНАТИ ЦЕНТРУ МАС

#### ABSTRACT

Sakhno V.P., Glinchuk V.M., Englezi O.A., Polyakov V.M. To determination of stalling speed of motion of three-unit lorry convoy with a semitrailer on the light cart of Dolly /Volodymir Prokhorovich Sakhno, Valery Nickolaevitch Glinchuk, Oleg Anatolievitch Englezi, Victor Michaelovitch Polyakov// Visnyk NTU. – K.: NTU. – 2012. – Vol. 26.

In the article the questions of stability of rectilinear motion of three-unit lorry convoy are considered with a semitrailer on the light cart of Dolly, in particular to stalling speed of rectilinear motion.

A research object is stability of rectilinear motion of three-unit lorry convoy with a semitrailer on the light cart of Dolly.

A purpose of researches is determination of indexes of stability of motion, in particular to stalling speed of motion, lorry convoy with a semitrailer on the light cart of Dolly.

Method of researches – analytical.

Influence of location of centre-of-mass links of lorry convoy and their moments of inertia is investigational on stalling speed of motion of three-unit lorry convoy with a semitrailer on the light cart of Dolly. In basis research is fixed, that the point of coupling of light cart with a car-tractor moves with permanent speed along the set axial line (the basic trajectory of motion of car-tractor is formed by a point which is in the middle between two back axes, and the coupling device of lorry convoy is disposed exactly above this point).

It is well-proven that terms of origin of swaying instability of lorry convoy on the light cart of Dolly, and also and lorry convoys of other layout charts substantially depend on the parameters of lorry convoy, namely him mass geometrical descriptions are positions of centre-of-mass in relation to the point of coupling, gyradiuses the towed links and position of points of coupling of the towed links with a car-tractor and between itself, that must be taken into account during acquisition of lorry convoys.

Stalling speed of lorry convoy is certain on the light cart of Dolly and influence of co-ordinates of centre-of-mass and moments of inertia of links of lorry convoy is analysed on its numeral value. It is rotined that increasing stalling speed of lorry convoy is possible due to the change of point of coupling of semitrailer to the fore-axle of light cart, change of point of coupling of light cart with a car-tractor forward to the barycenter tractor, displacements of centre-of-mass light cart and semitrailer to the points of connection of light cart with a car-tractor and semitrailer with a light cart.

Can be drawn on the results of the article during acquisition of three-unit lorry convoys and their installation and check-out phase in Ukraine.

KEYWORDS: TRAILER, SEMITRAILER, MOTOR-CAR TRAIN, STABILITY, LIGHT CART DOLLY, STALLING SPEED, MOMENT OF INERTIA, COORDINATES of CENTRE OF MASS

#### РЕФЕРАТ

Сахно В.П., Глинчук В.М., Енглези О.А., Поляков В.М. К определению критической скорости движения трехзвенного автопоезда с полуприцепом на подкатной тележке Dolly /Владимир Прохорович Сахно, Валерий Николаевич Глинчук, Олег Анатолиевич Енглези, Виктор Михайлович Поляков// Вестник НТУ. – К.: НТУ. – 2012. – Вип. 26.

В статье рассмотрены вопросы устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда с полуприцепом на подкатной тележке Dolly, в частности критической скорости прямолинейного движения.

Объект исследования – устойчивость прямолинейного движения трехзвенного автопоезда с полуприцепом на подкатной тележке Dolly.

Цель исследований – определение показателей устойчивости движения, в частности критической скорости движения, автопоезда с полуприцепом на подкатной тележке Dolly.

Метод исследований – аналитический.

Исследовано влияние расположения центров масс звеньев автопоезда и их моментов инерции на критическую скорость движения трехзвенного автопоезда с полуприцепом на подкатной тележке Dolly. В основу исследование положено, что точка сцепки подкатной тележки с автомобилем-тягачом двигается с постоянной скоростью вдоль заданной осевой линии (основную траекторию движения автомобиля-тягача формирует точка, которая находится посередине между двумя задними осями, а сцепное устройство автопоезда располагается именно над этой точкой).

Доказано, что условия возникновения колебательной неустойчивости автопоезда на подкатной тележке Dolly, а также и автопоездов других компоновочных схем существенно зависят от параметров автопоезда, а именно его массово геометрических характеристик – положения центра масс относительно точки сцепки, радиусов инерции прицепных звеньев и положения точек сцепки прицепных звеньев с автомобилем-тягачом и между собой, что необходимо учитывать при комплектации автопоездов.

Определена критическая скорость автопоезда на подкатной тележке Dolly и проанализировано влияние координат центра масс и моментов инерции звеньев автопоезда на ее численное значение. Показано, что увеличить критическую скорость автопоезда можно за счет сдвига точки сцепки полуприцепа к передней оси тележки, сдвига точки сцепки подкатной тележки с автомобилем-тягачом вперед к центру масс тягача, смещения центра масс подкатной тележки и полуприцепа к точкам соединения подкатной тележки с автомобилем-тягачом и полуприцепа с подкатной тележкой.

Результаты статьи могут быть использованы при комплектации трехзвенных автопоездов и их опытной эксплуатации в Украине.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ПРИЦЕП, ПОЛУПРИЦЕП, АВТОМОБИЛЬНЫЙ ПОЕЗД, УСТОЙЧИВОСТЬ, ПОДКАТНАЯ ТЕЛЕЖКА, КРИТИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ, МОМЕНТ ИНЕРЦИИ, КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА МАСС

УДК 621 43

## ШЕСТИТАКТНИЙ ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З ЛАНЦЮГОВОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ КРУТНОГО МОМЕНТУ ТА ВИКОРИСТАННЯМ ЕНЕРГІЇ ПАРИ

Сахно В.П., доктор технічних наук  
Ковальчук Г.О.,  
Ященко Д.М.,  
Корпач О.А.,  
Тріфонов Д.М.

Постановка проблеми. У всіх сучасних двигунах внутрішнього згоряння ефективність згоряння палива складає біля 75 %, термічний коефіцієнт корисної дії становить близько 0,35-40 % і біля 65 % теплової енергії не використовується і відправляється системою охолодження та разом з відпрацьованими газами у атмосферу, механічний коефіцієнт корисної дії становить біля 90 %.

Частина енергії витрачається двигуном для приводу насоса та вентилятора системи охолодження, тощо. В результаті коефіцієнт корисної дії сучасного поршневого двигуна складає біля 30 %.

Використання колінчастого вала також не дає можливості у повній мірі використати енергію згоряння пальної суміші, так як при згорянні пальної суміші плече сили крутного моменту змінюється від 0 у верхніх та нижніх мертвих точках до розміру радіусу кривошипу під час повороту колінчастого вала на  $90^{\circ}$  від верхньої мертвої точки під час робочого ходу. Значна частина тиску газів передається на вісь колінчастого вала. Крутний момент збільшується тільки при повороту колінчастого вала на  $30^{\circ}$ - $35^{\circ}$ . Під час руху поршня при робочому ході до нижньої мертвої точки, тиск газів знижується. Максимальний крутний момент буде тільки тоді, коли кут між напрямом прикладання сили від тиску газів та радіусом кривошипа становитиме біля  $90^{\circ}$ . При цьому в цей момент на стінки циліндрів діє значна сила тертя.

Використання колінчастого вала приводить до значного збільшення маси двигуна.

Основна частина. Всі наведені вище дані приводять до значних витрат палива. Удосконалення конструкції газорозподільних, кривошипно-шатунних механізмів і систем та впровадження електронних систем керування поршневих двигунів внутрішнього згоряння привели до значного ускладнення конструкції і підвищення собівартості їх виготовлення, але значного підвищення коефіцієнта корисної дії та зниження витрат палива досягнути не вдалось. Впорскування води в камеру згоряння не дозволяє використати тепло відпрацьованих газів і приводить до потрапляння води в систему мащення, що визиває необхідність очищення масла та значно ускладнює роботу шеститактних поршневих двигунів внутрішнього згоряння (були спроби створення двигуна з впорскуванням води у камеру згоряння Баюласом, Кроуером).

Пропонується шеститактний двигун внутрішнього згоряння, який представляє стандартний поршневий чотиритактний двигун внутрішнього згоряння, але без стандартної системи охолодження та без колінчастого вала, який замінений ланцюговою передачею крутного моменту та використанням двох додаткових тактів (другого робочого ходу та випуску пару та відпрацьованих газів) та енергії пари, що утворюється від впорскування води у відпрацьовані гази та на зовнішні поверхні гільзи і головки циліндрів. Температура горіння робочої суміші може сягати до  $3000^{\circ}$ , а температура відпрацьованих газів до  $800^{\circ}$ - $1100^{\circ}$ . Впорскування за допомогою форсунок води у відпрацьовані гази та на гарячі зовнішні поверхні гільзи циліндрів і головки циліндрів приводить до створення пари, яка під тиском надходить через два випускні клапани в циліндр, заставляючи поршень рухатись до нижньої мертвої точки, та одночасно забезпечується охолодження цих елементів, що дає можливість значно зменшити витрати палива та підвищити коефіцієнт корисної дії двигуна внутрішнього згоряння за рахунок використання тепла відпрацьованих газів та тепла, яке у звичайних двигунах внутрішнього згоряння відбиралось системою охолодження і не використовувалось. Відсутність колінчастого вала та стандартних елементів системи охолодження значно зменшує масу та габаритні розміри двигуна. Встановлення ланцюгової передачі крутного моменту забезпечує постійне плече крутного моменту