

УДК 629.1.02

DOI: 10.15587/2313-8416.2019.189352

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОЛИВАНЬ РІДКОГО ВАНТАЖУ В НАПІВПРИЧІПНІЙ ЦИСТЕРНІ НА ПОКАЗНИКИ РУХУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

А. П. Кожушко, О. Ю. Ребров, Б. І. Кальченко, А. Г. Мамонтов

Великий обсяг транспортної роботи колісного трактора припадає на перевезення рідких вантажів тракторними цистернами. Ці цистерни відрізняються від автомобільних та залізничних контейнерів-цистерн відсутністю внутрішніх перегородок, які б гасили коливання рідини. Постійна тенденція до збільшення таких вантажоперевезень зумовлює виникнення негативних факторів впливу на стан здоров'я водія та економічні показники трактора. При дослідженні впливу динамічного навантаження на паливну економічність використовувалась математична модель, яка здатна проводити імітаційне моделювання роботи двигуна на часткових навантаженнях та швидкісних режимах

Ключові слова: колісний трактор, напівпричіпна цистерна, рідкий вантаж, коливання, математична модель, двигун, паливна економічність

Copyright © 2019, A. Kozhushko, O. Rebrov, B. Kalchenko, A. Mamontov.

This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0>).

1. Вступ

Однією з основних галузей держави є транспортна. Її основою є перевезення автомобільними, залізничними, повітряними та морськими засобами. Але достатньо популярним, в контексті розгляду агропромислового сектору, є перевезення вантажу з залученням тракторного транспорту. Такі перевезення здійснюються колісними тракторами в поєднанні з причіпними або напівпричіпними агрегатами.

Серед широкої номенклатури транспортних операцій, до здійснення яких залучено трактори з різноманітними цистернами, доцільно виділити транспортно-технологічні процеси пов'язані з перевезенням рідкого вантажу. Адже при врахуванні зміни розподілу мас (яка викликана виникненням власних коливань рідини) в агрегаті спостерігається нестійкий рух транспортного засобу. Це призводить до додаткових енергетичних витрат, підвищення рівня динамічного впливу на транспортно-тягову машину та погіршення паливної економічності.

2. Літературний огляд

Дослідження матеріалів робіт [1, 2] обумовило доцільність виконання випробувань щодо визначення показників ергономічності колісних тракторів з агрегатами змінної маси. Адже, як вказано в цих роботах колісна техніка потребує модернізації з метою збільшення рівня комфортабельності трактора. До показників ергономічності також входить поняття плавності ходу транспортного засобу [3]. Вона об'єднує в собі норми ергономічних і експлуатаційних показників, встановлення здатності колісного трактора до пом'якшення та поглинання ударів (поштовхів і вібрацій), що виникають при роботі з агрегатом змінної маси.

В роботі [4] встановлено зміну показника плавності ходу колісного трактора при транспортуванні агрегату змінної та незмінної (твердий вантаж) маси. Показник плавності ходу обчислювався на основі мо-

делювання вертикальних та поздовжньо-кутових коливань колісного трактора з напівпричіпною цистерною (на основі роботи [5]). Використаний математичний підхід вигідно відрізняється від існуючих [6–8] тим, що процес коливання рідини описується введенням парціальних осциляторів, зменшуючи тим самим обсяг математичної моделі.

Щодо паливної економічності, у тому числі на транспортних операціях, вона може оцінюватись за протоколами випробувань Німецького сільськогосподарського товариства (DLG, Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft) за процедурою PowerMix [9], або випробувальної лабораторії університету Небраски в США (University of Nebraska, Lincoln, Nebraska tractor test laboratory) [10].

Згідно з встановленими залежностями виникає проблематика забезпечення функціональної стабільності руху тракторів з перерозподілом центру мас в напівпричіпному пристрої.

3. Мета і задачі дослідження

Мета дослідження – встановлення впливу динамічних параметрів руху колісного трактора з напівпричіпною цистерною по твердій опорній поверхні на умови праці оператора та показники паливної економічності.

Для досягання окресленої мети необхідно виконати наступні задачі:

1. Проаналізувати показники плавності ходу колісного трактора при дослідженні на різних експлуатаційних швидкостях руху з напівпричіпною цистерною.

2. Навести математичний апарат, який дозволить визначити витрату палива транспортним засобом на різних швидкостях транспортної роботи.

3. Оцінити паливну економічність колісного трактора при виконанні транспортної роботи в агрегаті напівпричіпною цистерною.

4. Матеріали та методи дослідження

Моделювання вертикального руху колісного трактора базується на роботі [4, 5], тому відповідно до її результатів будувались амплітудно-частотні характеристики.

Для моделювання паливної економічності руху колісного трактора в агрегаті з напівпричіпною цистерною необхідна модель, яка враховувала б характеристику роботи дизельного двигуна. Вона повинна містити зовнішню швидкісну характеристику, можливість імітаційного моделювання на часткових навантаженнях і швидкісних режимах роботи двигуна, а також характеристику витрати палива.

Зовнішню швидкісну характеристику крутного моменту пропонується отримати в нормованому вигляді M_{norm} . В координатах «відносна кутова швидкість (ε_ω) – коефіцієнт завантаження двигуна за крутним моментом (ε_M)» таким чином, щоб номінальний режим відповідав точці (1;1).

Ефективний момент M_e і потужність двигуна N_e можна визначити

$$M_e = M_n \cdot \varepsilon_M;$$

$$N_e = M_e \cdot \omega = M_e \cdot \varepsilon_\omega \cdot \omega_n = M_n \cdot \varepsilon_M \cdot \varepsilon_\omega \cdot \omega_n = N_n \cdot \varepsilon_N. \quad (1)$$

де M_n – номінальний момент двигуна; ω_n – номінальна кутова швидкість; N_n – номінальна потужність двигуна; ε_ω , ε_M , ε_N – ступінь завантаження двигуна за кутовою швидкістю, крутним моментом та потужністю відповідно.

Питома витрата палива залежить від швидкісного і навантажувального режиму роботи двигуна, а саме від ε_ω та ε_M . Будемо змінювати ці величини в межах $\varepsilon_\omega \in [\omega_{min}/\omega_{ном}, k_x]$, $\varepsilon_M \in [\varepsilon_{Mmin}, k_M]$, де ω_{min} – мінімальна кутова швидкість колінчастого валу, $\varepsilon_{Mmin}=(0,3..0,4)$; k_x – коефіцієнт, що визначає регуляторну гілку зовнішньої швидкісної характеристики, $k_x=1,04..1,10$; k_M – коефіцієнт запасу крутного моменту. Значення ε_M обмежується нормованим крутним моментом двигуна M_{norm} , що відповідає зовнішній швидкісній характеристиці на кожному швидкісному режимі. Мінімальне завантаження обирається таким чином, щоб спостерігалась достатня для розрахунків збіжність теоретичних та експериментальних даних.

Питома ефективна витрата палива

$$g_e = g_n \cdot k_N \cdot k_\omega, \quad (2)$$

де k_N , k_ω – коефіцієнти, що враховують завантаження двигуна за потужністю і за частотою обертання; g_n – питома ефективна витрата палива двигуна в номінальному режимі.

Для визначення показників і режимів роботи дизельного двигуна використовують диференціальне рівняння руху валу двигуна з приведеними до нього параметрами

$$J \cdot \dot{\omega} = M_e - M_c \quad (3)$$

де J , M_c – приведені до валу двигуна момент інерції трактора з агрегатом та момент опору руху.

Щоб врахувати можливе часткове завантаження двигуна і залежність ефективного крутного моменту від швидкісного режиму та положення органу управління подачею палива, введемо коефіцієнт ε_r . Цей коефіцієнт характеризує положення органу управління подачею палива. Тоді зв'язок показників роботи двигуна можна записати наступним чином

$$\varepsilon_\omega = \varepsilon_r + (M_{norm} - \varepsilon_M) \cdot (k_x - 1). \quad (4)$$

$$M_e = \left(M_{norm} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} \right) \cdot M_n. \quad (5)$$

Після перетворень рівняння (3) з урахуванням (5) отримаємо у вигляді

$$J \cdot \dot{\varepsilon}_\omega \cdot \omega_n = \left(M_{norm} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} - \varepsilon_M \right) \cdot M_n. \quad (6)$$

Запропонована методика відрізняється від існуючих тим, що дає змогу реалізувати будь-яку в часі закономірність зміни зовнішнього опору або ε_M і керування подачею палива ε_r . Сукупність всіх наведених параметрів формують багатопараметрову характеристику двигуна, за якою можна розрахувати миттєву (G_M , г/с) витрату палива і витрату палива (G_{tM} , г) за інтервал часу $t \in [t_s, t_e]$

$$G_M = \frac{g_e \cdot \varepsilon_N \cdot N_n}{3,6 \cdot 10^6};$$

$$G_{tM} = \int_{t_s}^{t_e} \frac{g_e \cdot \varepsilon_N \cdot N_n}{3,6 \cdot 10^6} dt = \frac{N_n}{3,6 \cdot 10^6} \cdot \int_{t_s}^{t_e} g_e \cdot \varepsilon_N dt. \quad (7)$$

Робота (A , кВт·год) і середня питома витрата палива g_{em} за час $t \in [t_s, t_e]$

$$A = \int_{t_s}^{t_e} \frac{\varepsilon_N \cdot N_n}{3600} dt = \frac{N_n}{3600} \int_{t_s}^{t_e} \varepsilon_N dt;$$

$$g_{em} = \frac{G_{tM}}{A} = \frac{1}{1000} \cdot \int_{t_s}^{t_e} g_e \cdot \varepsilon_N dt / \int_{t_s}^{t_e} \varepsilon_N dt. \quad (8)$$

Наведена математична модель характеристики двигуна і його питомої витрати палива дає змогу оцінити паливну економічність з урахуванням динаміки руху колісного трактора в агрегаті з напівпричіпною цистерною.

5. Результати дослідження

Перерозподіл мас в цистерні характеризується рухом зсуву поверхневих шарів рідини, які залучені до коливального руху. При моделюванні руху колісного трактора на транспортних швидкостях визначено горизонтальний зсув поверхневих шарів (рис. 1).

При горизонтальному русі поверхневих шарів рідини присутні резонансні частоти, які впливають на загальний рух транспортного засобу (рис. 1). Одним з найбільш несприятливих наслідків коливань рідини в

цистерні є їх вплив на показник вертикальних прискорень сидіння та умови праці оператора. Такий вплив зумовить підвищену втомленість водія, що може позначитися на транспортній швидкості трактора. Величина вертикальних прискорень сидіння оператора-водія при русі трактора з повністю заповненою цистерною наведена на рис. 2. Коливальних рух транспортного засобу суттєвий в діапазоні експлуатаційної

швидкості $V \in [12; 20]$ км/год (рис. 1, 2). Зважаючи на це доцільно оцінити вплив агрегату змінної маси на паливну економічність трактора.

Моделювання витрати палива трактора в агрегаті з напівпричіпною цистерною свідчить, що в діапазоні експлуатаційної швидкості $V \in [12, 20]$ км/год економічність залежить від обраної передачі трансмісії і режиму роботи двигуна (табл. 1).

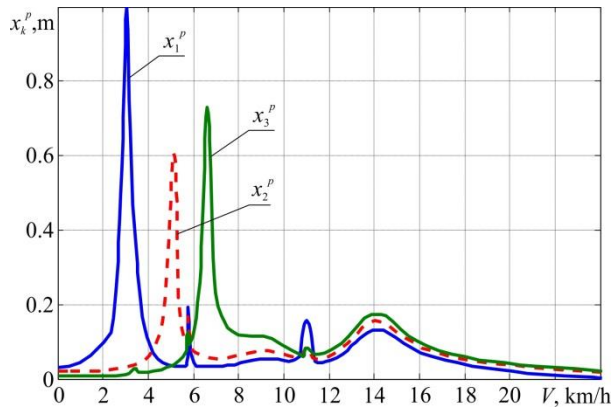


Рис. 1. Амплітудно-частотна характеристика горизонтального зсуву поверхневих шарів рідини залежно від швидкості руху

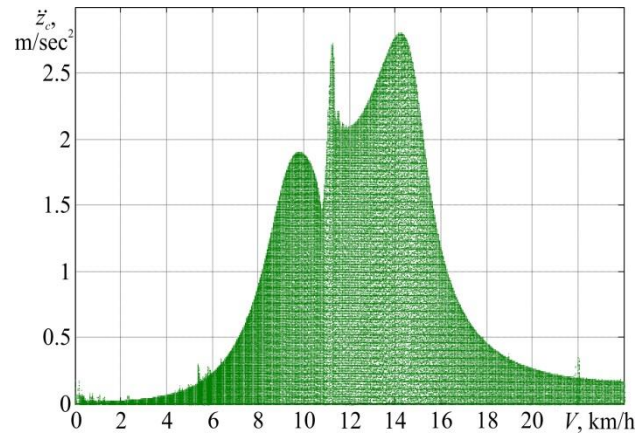


Рис. 2. Амплітудно-частотна характеристика вертикальних прискорень сидіння водія залежно від швидкості руху

Таблиця 1

Середні показники ефективності транспортної операції*

Gear	10	11	12	13	14
G_{100}	8,997	8,752	8,256	7,555	7,172
V_m	11,98	14,07	15,92	17,92	19,96
G_t	12,45	14,22	15,18	15,64	16,54
g_e	261,8	244,0	233,8	215,8	204,9
n_m	1847	1865	1852	1555	1477
ε_ω	0,8794	0,8881	0,8820	0,7403	0,7033
ε_M	0,3469	0,4209	0,4722	0,6276	0,7358
ε_N	0,3049	0,3735	0,4163	0,4646	0,5174
ε_r	0,8160	0,8315	0,8290	0,6874	0,6584

Примітка: * G_{100} – шляхова витрата палива, $l/(100km \cdot ton)$; V_m – швидкість руху, km/h ; G_t – погодинна витрата палива, kg/h ; g_e – питома витрата палива, $kg/(kW \cdot h)$; n_m – частота обертання колінчастого валу, rpm ; ε_ω , ε_M , ε_N – ступінь завантаження двигуна за кутовою швидкістю, крутним моментом та потужністю відповідно; ε_r – коефіцієнт, що характеризує положення органу управління подачею палива

6. Висновки

1. Встановлено наявність декількох резонансних зон присутніх при горизонтальному зсуві поверхневих шарів рідини. В діапазоні зміни $V \in [2; 8]$ км/год спостерігаються найбільші амплітуди резонансів, але вони не впливають на показник вертикальних прискорень сидіння оператора-водія (рис. 2). Таке явище пояснюється наявністю допустимою величиною зазору в тягово-зчіпному пристрої, а також відносно малою транспортною швидкістю трактора. Зворотна ситуація простежується зі збільшенням швидкості. При $V \in [10; 12]$ км/год є наявність впливу резонансної зони напівпричіпного агрегату (рис. 1), така ж зона наявна і на рис. 2. І, хоча зона резонансу не велика, але вона має достатню амплітуду дії (рис. 2), яка здатна призвести до погіршення самопочуття водія. Таку ж дію має резонансна зона остову (рами) трактора при $V \in [12; 16]$ км/год. Амплітуда

цього резонансу є найбільшою. Інтервал швидкості $V \in [12; 16]$ км/год входить в транспортний діапазон руху, тому зважаючи на шкідливий ефект необхідно збільшувати швидкість руху.

2. Представлена математична модель, яка характеризує роботу двигуна і дає змогу оцінити паливну економічність з урахуванням динамічних показників руху колісного трактора в агрегаті з напівпричіпною цистерною

3. Паливна економічність трактора в агрегаті з напівпричіпною цистерною залежить від обраної передачі та режиму роботи двигуна. В табл.1 наведені найкращі по передачам середні розрахункові показники ефективності транспортної операції на швидкостях руху, близьких до 12, 14, 16, 18 та 20 км/год. Правильний вибір передачі дає змогу знизити шляхову витрату палива на 20 %. При варіюванні швидкістю руху на одній передачі за рахунок зміни режиму

роботи двигуна шляхова витрата палива змінюється на величину до 2 %. Це пояснюється незмінною величиною завантаження двигуна за крутним моментом та потужністю оскільки тягова потужність на та-

ких невисоких швидкостях руху змінюється незначно. Більша ефективність переходу на підвищені передачі пояснюється зростанням завантаження двигуна за крутним моментом та потужністю.

Література

1. Giordano, D. M., Facchinetti, D., Pessina, D. (2015). Comfort efficiency of the front axle suspension in off-road operations of a medium-powered agricultural tractor. *Contemporary Engineering Sciences*, 8, 1311–1325. doi: <http://doi.org/10.12988/ces.2015.56186>
2. Paddan, G. S., Griffin, M. J. (2002). Evaluation of whole-body vibration in vehicles. *Journal of Sound and Vibration*, 253 (1), 195–213. doi: <http://doi.org/10.1006/jsvi.2001.4256>
3. Hostens, I., Deprez, K., Ramon, H. (2004). An improved design of air suspension for seats of mobile agricultural machines. *Journal of Sound and Vibration*, 276 (1-2), 141–156. doi: <http://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.07.018>
4. Kozhushko, A., Riezva, K. (2019). Comparison a running smoothness of a wheeled tractor with a semitrailer tank or unit while driving on asphalt-concrete surface. *Technology Transfer: Fundamental Principles and Innovative Technical Solutions*. Tallinn, 3, 39–41. doi: <http://doi.org/10.21303/2585-6847.2019.001038>
5. Кожушко, А. П., Григор'єв, О. Л. (2018). Моделювання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, 27 (1303), 34–61.
6. Kang, X., Rakheja, S., Stiharu, I. (2002). Cargo load shift and its influence on tank vehicle dynamics under braking and turning. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 9 (3), 173–203. doi:10.1504/ijhvs.2002.001175
7. Ranganathan, R., Rakheja, S., Sankar, S. (1990). Influence of Liquid Load Shift on the Dynamic Response of Articulated Tank Vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 19 (4), 177–200. doi: <http://doi.org/10.1080/00423119008968941>
8. Biglarbegan, M., Zu, J. W. (2006). Tractor-semitrailer model for vehicles carrying liquids. *Vehicle System Dynamics*, 44 (11), 871–885. doi: <http://doi.org/10.1080/00423110600737072>
9. DLG Test reports. Available at: <https://www.dlg.org/query-for-test-reports> Last accessed: 30.11.2019
10. Nebraska tractor test laboratory. Test reports. Available at: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports> Last accessed: 30.11.2019

Received date 11.11.2019

Accepted date 26.11.2019

Published date 30.12.2019

Кожушко Андрій Павлович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002
E-mail: Andreykozhusko7@gmail.com

Ребров Олексій Юрійович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002
E-mail: alexrebrov0108@gmail.com

Кальченко Борис Іванович, доктор технічних наук, професор, кафедра автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002
E-mail: kabor78@ukr.net

Мамонтов Анатолій Геннадійович, старший викладач, кафедра автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002
E-mail: monkhoktar@gmail.com