

ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ СКЛАДОВОЇ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З АГРЕГАТАМИ ПЕРЕМІННОЇ МАСИ ЗА РАХУНОК ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

Кожушко А.П.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

В статті наведено принцип побудови лінійної моделі вільних коливань машинно-тракторного агрегату з причіп- та напівпричіп-цистернами. Завдяки динамічному аналізу встановлено реальні значення складових (компонент) лінійної моделі. Запропоновано метод оцінки енергетичної складової, який показує вплив агрегату з перемінною масою на вертикальні, горизонтальні та кутові переміщення колісного трактора і агрегату. Встановлено резонансні зони впливу доль від максимальної енергії вільних коливань залежно від рівня рідини в причіп- (МЖТ-16) та напівпричіп-цистерн (ВНЦ-20).

Ключові слова: колісний трактор, цистерна, енергетична складова, динамічний аналіз, перерозподіл маси.

Вступ. Транспортна робота, сьогодні, в агропромисловому комплексі виконується як вантажними автомобілями, так і колісними тракторами при перевезенні різного типу вантажу. Перевезення вантажу зазвичай відбувається причіпними або напівпричіпними агрегатами, які мають свої конструктивні особливості [1]. Ефективність використання на транспортних роботах машинно-тракторної техніки визначається цілим рядом показників: динамікою та плавністю руху, надійністю, керованістю і т.д.

Особливий інтерес представляє дослідження перевезень рідкого вантажу за рахунок виникнення додаткового коливального процесу рідини в транспортованій ємності. Окрім власної коливальної системи транспортного засобу врахування додаткових коливань рідини несе суттєвий вплив на динамічну складову руху і, як результат, на запас механічної енергії (енергетичну складову) транспортного засобу.

Розв'язання проблематики забезпечення функціональної стабільності транспортного засобу з агрегатами перемінної маси буде вельми актуальна протягом багатьох років. Про це свідчить тенденція розвитку агропромислової техніки – це постійне підвищення енергонасиченість колісних тракторів та збільшення маси транспортованого вантажу, тощо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Загальні підходи щодо окреслення інновацій та тенденцій розвитку окреслені в матеріалах праць [2 – 3]. Окрім того, існує ряд публікацій, які охоплюють дослідження енергетичності машинно-тракторних агрегатів при усталеному русі на основі вирішення задач динаміки руху [4 – 5].

Так в роботі [4] запропоновано метод оцінки додаткових енергетичних витрат транспортно-тягових машин, який базується на дослідженні періодичних законів зміни амплітуди коливання величини тягової сили машини і сил опору руху. В роботі [5] автор досліджує вплив динаміки сільськогосподарських машин на енергетичні витрати з використанням методу контролю характеристик сільськогосподарських агрегатів при експлуатації. Критичний огляд робіт [4 – 5] засвідчив, що матеріали цих робіт направлені на оцінку енергетичних складових лише в одній площині руху (поздовжній), а отже не можуть в повній мірі окреслити енергетичність загальної системи машинно-тракторного агрегату з перемінною масою.

В роботі [6] автори окреслюють метод оцінки функціонування машинно-тракторного агрегату за рахунок поздовжніх лінійних прискорень, які викликані коливанням лінійної швидкості машини, щодо свого середнього значення. Проте задля формування оцінки енергетичної складової руху машинно-тракторного агрегату необхідно враховувати не тільки лінійні прискорення, а і кутові – що дасть більшу інформацію щодо досліджуваного об'єкту. Оскільки розглядається агрегат перемінної маси (цистерна з рідким вантажем), то кутові обертання оболонки в класичній (потенційній) постанові градієнтним полем не описуються, в такому випадку необхідно додавати «вихорі» (ротори). Проте як засвідчили дослідження в роботі [7] роторний рух оболонки можна замінити еквівалентним потенційним рухом, саме таке вирішення задачі не впливає на зміну поверхневих хвиль Релея. Таке рішення є правомочним для опису низькочастотних коливань.

В роботі [8], в якій окреслено питання формування енергетичних спектрів та спектральних щільностей кутових і лінійних коливань. Проте цей підхід використано не для транспортної машини, а для тягової (гусеничного трактора).

Таким чином, проведений літературний аналіз показав, що науковці прагнуть дослідити енергетичність транспортного засобу за рахунок дослідження системи з вимушеними коливаннями, при цьому не досліджуючи вільні коливання транспортного засобу, які показують власні резонанси.

Постановка проблеми. Метою даної роботи є наведення методу оцінки енергетичної складової машинно-тракторного агрегату з причіп- та напівпричіп-цистернами шляхом використання принципів динамічного аналізу вільних коливань лінеаризованої моделі руху разом з перерозподілом рідини (характеристики поверхневих хвиль Релея) у цистерні, що викликано коливаннями оболонки.

Основна частина. Досліджуючи динамічні процеси, які спостерігаються в коливальній системі машинно-тракторного агрегату з транспортуванням причіпної та напівпричіпної цистерн, неможливо обійти стороною питання енергетичності.

При початковому дослідженні динамічних процесів в машинно-тракторному агрегаті доцільно провести динамічний аналіз коливальної системи задля вирахування вкладу кожної складової до загальної енергії коливань. В роботі [9] представлено лінійну (лінеаризовану) модель пов'язаних поздовжніх коливань колісного трактора з причіп- та напівпричіп-цистернами. Дана математична модель базується на вирішенні рівняння коливань загальної форми для дискретної моделі

$$M \cdot \ddot{\vec{Y}} + C \cdot \dot{\vec{Y}} = \vec{0}, \quad (1)$$

де M – діагональна інерційна матриця, яка складена із мас (механічних складових) та моментів інерції (кутових складових);

C – матриця жорсткостей. Під $\ddot{\vec{Y}}$ та $\dot{\vec{Y}}$ розуміється складові величини коливального процесу, які можуть бути представлені у вигляді вертикальних та горизонтальних переміщень, або кутових переміщень. Відмітимо, що в рівнянні (1) відсутня складова демпфірування, тому що її вплив на виявлення власних (резонансних) частот не суттєвий, тому нею можна знехтувати [9].

Матриці жорсткостей C для колісного трактора разом з причіп-цистерною (2), а з напівпричіп-цистерною (3) можуть бути наведені в блочному вигляді:

$$C = \begin{bmatrix} [C_T] & [\Theta_1] & [C_{TX}^T] \\ [\Theta_1^T] & [C_{II}] & [C_{II}^T] \\ [C_{TX}^T] & [C_{II}^T] & [C_X] \end{bmatrix} + \frac{R_x}{l_0} \cdot \begin{bmatrix} [C_T^Y] & [C_{III}] & [\Theta_2^T] \\ [C_{III}^T] & [C_{II}^Y] & [\Theta_2^T] \\ [\Theta_2] & [\Theta_2] & [\Theta_3] \end{bmatrix} + R_x \cdot \begin{bmatrix} [C_T^R] & [\Theta_1] & [\Theta_2^T] \\ [\Theta_1^T] & [C_{II}^R] & [\Theta_2^T] \\ [\Theta_2] & [\Theta_2] & [\Theta_3] \end{bmatrix}; \quad (2)$$

$$C = \begin{bmatrix} [C_T] & [\Theta_1] & [C_{TX}^T] \\ [\Theta_1^T] & [C_{\Pi}] & [C_{\Pi X}^T] \\ [C_{TX}] & [C_{\Pi X}] & [C_X] \end{bmatrix} + C_y \cdot \begin{bmatrix} [C_T^{\Psi}] & [C_{\Pi\Pi}] & [\Theta_2^T] \\ [C_{\Pi\Pi}^T] & [C_{\Pi}^{\Psi}] & [\Theta_2^T] \\ [\Theta_2] & [\Theta_2] & [\Theta_3] \end{bmatrix} + R_x \cdot \begin{bmatrix} [C_T^R] & [\Theta_1] & [\Theta_2^T] \\ [\Theta_1^T] & [C_{\Pi}^R] & [\Theta_2^T] \\ [\Theta_2] & [\Theta_2] & [\Theta_3] \end{bmatrix}, \quad (3)$$

де блоки C_T , C_T^{Ψ} , C_T^R , C_{Π} , C_{Π}^{Ψ} , C_{Π}^R , $C_{\Pi\Pi}$ – матриці коефіцієнтів жорсткості, які відносяться, відповідно, до трактора, цистерни та агрегату в цілому і мають однаковий розмір $[7 \times 7]$;

C_X – це матриця зв'язку повздовжніх переміщень (її розмір $[5 \times 5]$);

$\Theta_1, \Theta_2, \Theta_3$ – нульові матриці розмірів $[7 \times 7]$, $[5 \times 7]$ та $[5 \times 5]$, які вказують на відсутність силового зв'язку між відповідними групами елементів;

$C_{TX}, C_{\Pi X}$ – неквадратні матриці жорсткості зв'язку, що мають розмір $[5 \times 7]$;

R_x – поздовжня сила, що діє на дишло;

l_{θ} – довжина дишла.

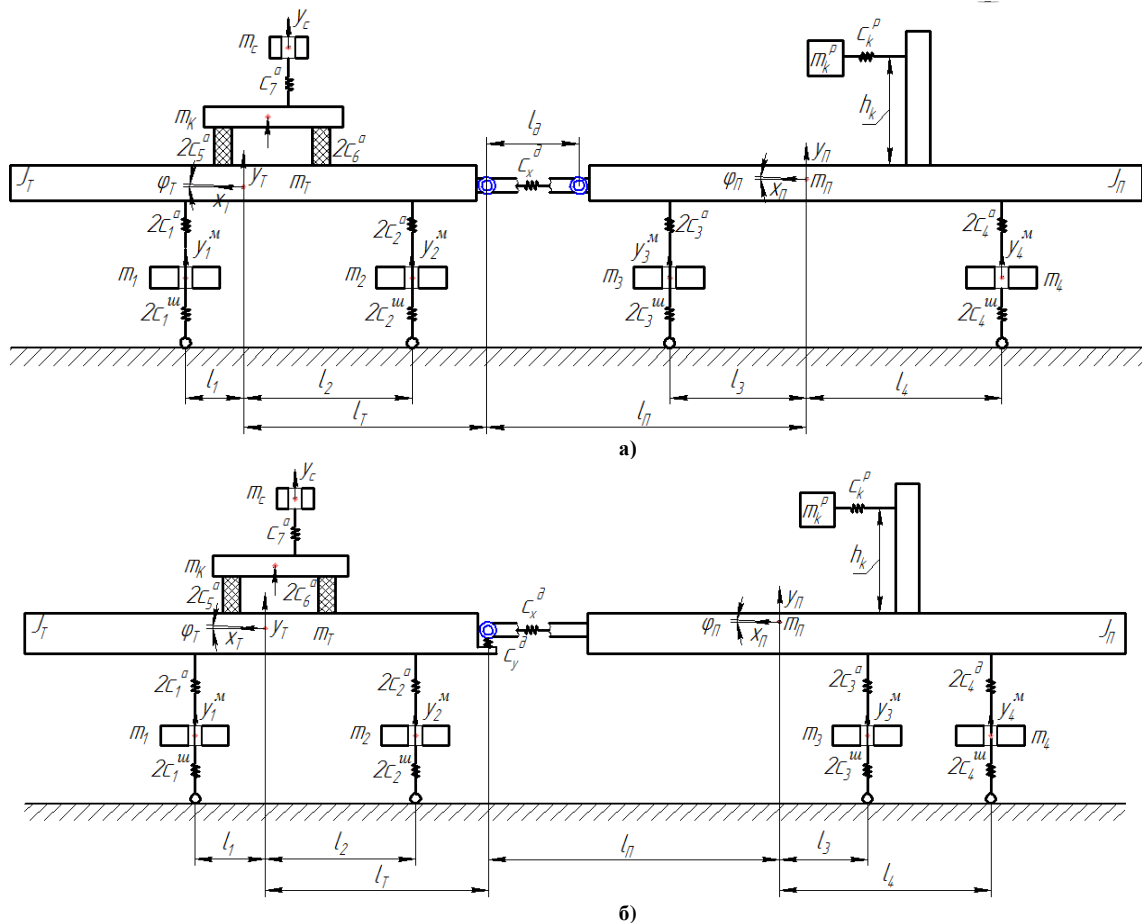


Рис.1. Спрощена схема машинно-тракторного агрегату з причіп-цистерною:

$y_T, y_1^M, y_2^M, y_K, y_C$ – вертикальні переміщення остову (раму), переднього та заднього мостів, кабіни, сидіння трактора; φ_T, φ_K – кут нахилу остову трактора та кабіни; y_{Π}, y_3^M, y_4^M – вертикальні переміщення платформи, першого та другого мостів причіпного агрегату; φ_{Π} – кут нахилу причіпного агрегату; x_1^p, x_2^p, x_3^p – рух рідини, яка приймає участь в коливальному процесі; x_T, x_{Π} – повздовжній рух трактора та причіпного агрегату; x_K – повздовжній рух кабіни з сидінням; x_T^u, x_{Π}^u – повздовжній рух контактної точки між шинами та дорогою на передніх колесах трактора та причіпного агрегату

На рис. 1, 2 представлено спрощену схему машинно-тракторного агрегату з причіп- та напівпричіп-цистернами, на яких виокремлено складові частини коливального процесу.

На основі перетворення рівняння (1) отримано рівняння для власних кутових частот ω [8]:

$$\bar{Y}^* = M^{1/2} \cdot \bar{Y} \Rightarrow \det(\omega^2 I - C^*) = 0. \quad (4)$$

При обчисленні лінеаризованої моделі з підстановкою вихідних даних (колісний трактор – ХТЗ-242К; причіп-цистерна – МЖТ-16; напівпричіп-цистерна – ВНЦ-20) отримано дійсні складові переміщення \bar{Y}^* . Проте для подальшого дослідження доцільно навести характеристики перерозподілу рідини для різних об'ємів рідини (рис. 2). Алгоритм обчислення характеристик перерозподілу рідини наведено в роботах [7, 9]. Даний алгоритм показав, що для моделювання руху в поздовжній площині транспортного засобу з цистерною достатньо враховувати коливання 1-го осцилятора.

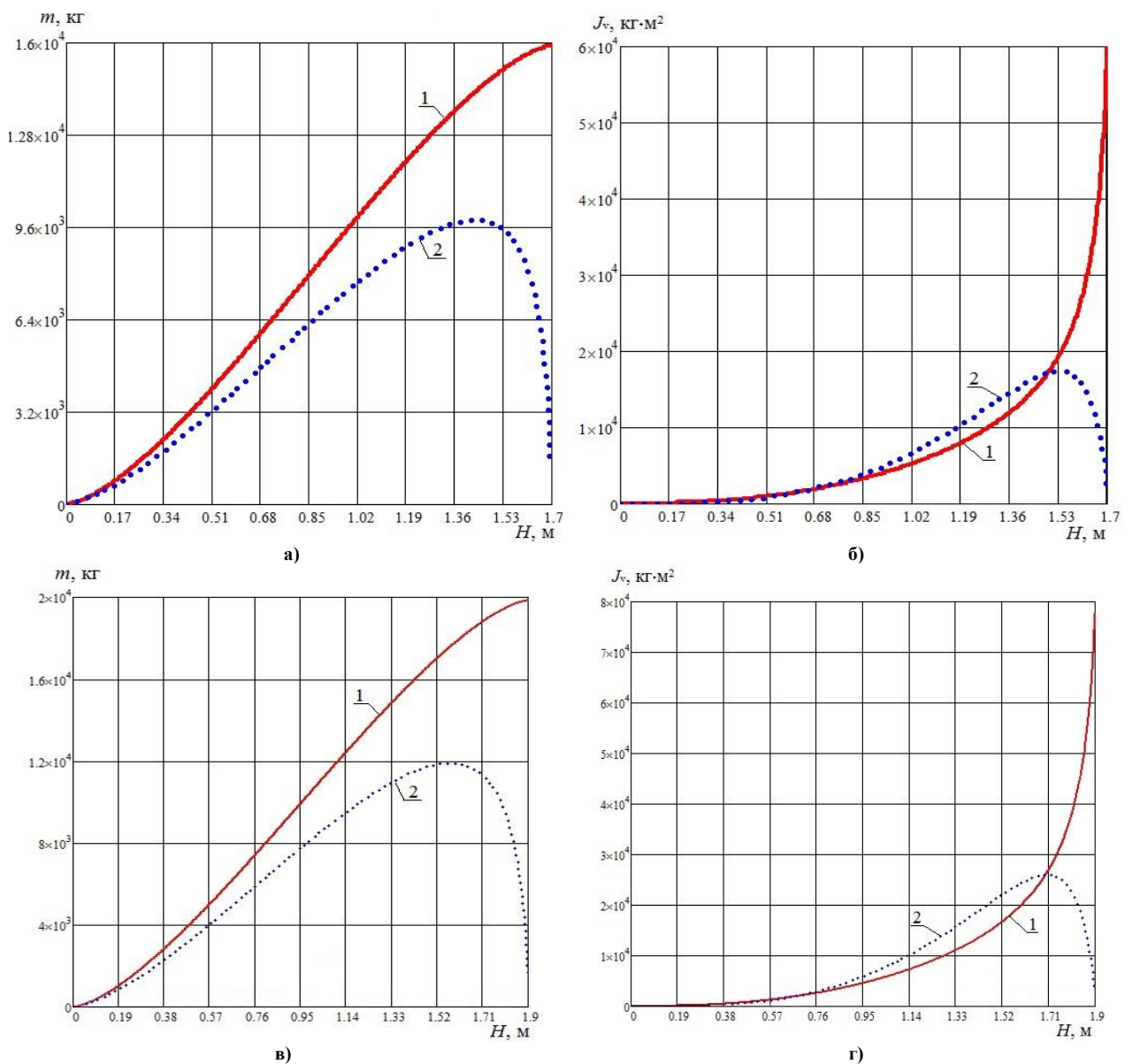


Рис.2. Маса (а, в) і моменти інерції (б, г) рідини в цистернах МЖТ-16 (а, б) та ВНЦ-20 (в, г) при коливаннях її оболонки у площині головного вертикального перерізу:

1 – загальна залежність; 2 – складова, яка задіяна в коливальному процесі 1-ого осцилятора

Досліджуючи отримані залежності (рис. 2), встановимо, що:

– максимальне значення маси рідини, яка задіяна в коливальному процесі 1-ого осцилятора дорівнює для причіп-цистерни – $H_{M \max} = 1,45$ м; для напівпричіп-цистерни – $H_{M \max} = 1,55$ м;

– максимальне значення моменту інерції рідини, яка задіяна в коливальному процесі 1-ого осцилятора дорівнює для причіп-цистерни – $H_{J \max} = 1,55$ м; для напівпричіп-цистерни – $H_{J \max} = 1,7$ м.

В табл. 1, 2 наведено форми низьких частот ν (ті, в яких власна (резонансна) частота змінюється від 0,5 до 2 Гц [9]), а також показані значення (компоненти), які свідчать про вплив складових на загальний коливальний процес.

Таблиця 1

Компоненти нормованих власних форм коливань для причіп-цистерни МЖТ-16 при $H = 1,45$ м

Компоненти	Номер гармоніки								
	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ν	0,54	0,58	0,72	0,76	1,02	1,05	1,35	1,53	1,69
y_T^*	-0,01	0	0,14	0	-0,5	-0,05	-0,06	0,56	-0,5
y_1^{M*}	0,01	0	-0,02	0	0,21	0,02	-0,01	0,14	-0,28
y_2^{M*}	-0,01	0	0,06	0	-0,21	-0,02	-0,03	0,23	-0,2
y_K^*	-0,01	0	0,97	0	0,18	0,02	0,01	-0,06	0,04
y_C^*	-0,02	0	-0,15	0	0	0	0	0,02	0,01
φ_T^*	0,03	0	-0,1	0	0,75	0,06	-0,01	0,18	-0,52
φ_K^*	-0,07	-0,01	-0,02	0	0,24	0,02	-0,01	0,76	0,6
y_{II}^*	0	0,02	0	0,03	0,09	-0,79	-0,49	-0,03	0,03
y_3^{M*}	0	0,01	0	0,01	0,02	-0,21	-0,12	-0,01	0,01
y_4^{M*}	0	0,01	0	0,01	0,02	-0,2	-0,13	-0,01	0,01
φ_{II}^*	0	0,07	0	0,06	0,02	-0,51	0,84	0,04	-0,03
x_1^{P*}	0,04	0	0	-0,01	0	0,07	-0,06	0	0
x_2^{P*}	-0,21	0,97	0	0	0	0,05	-0,04	0	0
x_3^{P*}	-0,03	-0,01	0	1	0	0,05	-0,03	0	0
x_{II}^*	-0,14	-0,12	0	-0,04	0	-0,05	0,06	-0,01	-0,01
x_T^*	-0,13	-0,12	0	-0,04	0	-0,02	0	-0,01	-0,01
x_K^*	0,95	0,17	0,01	0,01	-0,01	0	0	0,05	0,05
x_{II}^{M*}	-0,05	-0,05	0	-0,02	0	-0,01	0	0	0
x_{II}^{M*}	-0,02	-0,02	0	-0,01	0	-0,02	0,02	0	0

Завдяки отриманим в табл. 1, 2 формам низьких частот можливо виявити спільний рух елементів та визначити розмір деформації (без урахування амплітуди коливань). Для цього необхідно на основі динамічного аналізу лінеаризованої моделі виконати наступне перетворення

$$\vec{Y} = \frac{\vec{Y}^*}{M^{1/2}}. \quad (5)$$

Результатом вирішення рівняння (5) є дані в табл. 3, 4. Значення в табл. 1 і 3 та в табл. 2 і 4 отримані при динамічному аналізі вільних коливань при рівні рідини в причіп-

цистерні МЖТ-16 – $H = 1,45$ м (саме при такому рівні спостерігається максимальний перерозподіл мас в цистерні) та в напівпричіп-цистерні ВНЦ-20 – $H = 1,7$ м.

Таблиця 2

Компоненти нормованих власних форм коливань для напівпричіп-цистерни ВНЦ-20 при $H = 1,7$ м

Компоненти	Номер гармоніки							
	3	4	5	6	7	8	9	10
ν	0,54	0,58	0,72	0,76	0,84	1,18	1,25	1,58
y_T^*	-0,01	-0	0,15	0,01	0,13	0,55	-0,59	0,11
y_1^{M*}	0,01	-0,03	-0,03	-0,05	-0,19	-0,02	-0,04	-0,04
y_2^{M*}	-0,01	0	0,06	0,01	0,06	0,23	-0,24	0,04
y_K^*	-0,01	-0	0,97	-0,06	-0,14	-0,11	0,1	-0,01
y_C^*	-0,02	-0,01	-0,15	0	-0	0	-0	0,02
φ_T^*	0,02	-0,08	-0,12	-0,14	-0,59	-0,23	0,07	-0,12
φ_K^*	-0,07	-0,03	-0,03	-0,04	-0,15	-0,1	0,04	0,98
y_{II}^*	0,01	-0,03	-0,03	-0,08	-0,43	0,7	0,41	-0,02
y_3^{M*}	0	-0,01	-0,01	-0,02	-0,1	0,16	0,1	-0
y_4^{M*}	0	-0,01	-0,01	-0,02	-0,1	0,16	0,09	-0
φ_{II}^*	-0,01	0,1	0,04	0,15	0,51	0,14	0,62	0,08
x_1^{P*}	0,07	-0,02	-0,01	-0,04	-0,12	-0,02	-0,06	-0
x_2^{P*}	-0,21	0,96	-0,02	-0,04	-0,11	-0,01	-0,04	-0
x_3^{P*}	-0,03	-0	0,03	0,97	-0,24	-0,01	-0,03	-0
x_{II}^*	-0,15	-0,11	0,01	-0,02	0,1	0,01	0,06	-0,01
x_T^*	-0,13	-0,1	0	-0,03	0,04	0	-0	-0,01
x_K^*	0,95	0,18	0,01	0,02	0,02	-0	0	0,07
x_T^{M*}	-0,05	-0,04	0	-0,01	0,02	0	-0	-0
x_{II}^{M*}	-0,02	-0,02	0	-0	0,02	0	0,02	0

Таблиця 3

Реальні значення складових при коливальному процесі для причіп-цистерни МЖТ-16

Компоненти	Номер гармоніки								
	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ν	0,54	0,58	0,72	0,76	1,02	1,05	1,35	1,53	1,69
y_T	-0,11	0	1,57	0	-5,59	-0,56	-0,67	6,26	-5,59
y_1^M	0,26	0	-0,52	0	5,46	0,52	-0,26	3,64	-7,28
y_2^M	-0,26	0	1,59	0	-5,55	-0,53	-0,79	6,08	-5,29
y_K	0	0	0,03	0	0,01	0	0	0	0
y_C	-1,41	0	-10,61	0	0	0	0	1,41	0,71
φ_T	0,21	0	-0,70	0	5,24	0,42	-0,07	1,26	-3,63
φ_K	-2,21	-0,32	-0,63	0	7,59	0,63	-0,32	24,03	18,97
y_{II}	0	0,26	0	0,39	1,16	-10,2	-6,33	-0,39	0,39
y_3^M	0	0,27	0	0,27	0,53	-5,61	-3,21	-0,27	0,27
y_4^M	0	0,27	0	0,27	0,53	-5,35	-3,47	-0,27	0,27
φ_{II}	0	0,35	0	0,3	0,1	-2,55	4,2	0,2	-0,15
x_1^P	0,40	0	0	-0,1	0	0,71	-0,6	0	0

Продовження таблиці 3

x_2^p	-8,94	41,29	0	0	0	2,13	-1,7	0	0
x_3^p	-2,73	-0,91	0	90,91	0	4,55	-2,73	0	0
x_{Π}	-0,92	-0,79	0	-0,26	0	-0,33	0,39	-0,07	-0,07
x_{Γ}	-1,24	-1,15	0	-0,38	0	-0,19	0	-0,1	-0,1
x_K	27,42	4,91	0,29	0,29	-0,29	0,00	0	1,44	1,44
x_{Γ}^m	-1,21	-1,21	0	-0,48	0	-0,24	0	0	0
x_{Π}^m	-1	-1	0	-0,5	0	-1	1	0	0

Таблиця 4

Реальні значення складових при коливальному процесі для напівпричіп-цистерни ВНЦ-20

Компоненти	Номер гармоніки							
	3	4	5	6	7	8	9	10
ν	0,54	0,58	0,72	0,76	0,84	1,18	1,25	1,58
y_{Γ}	-0,11	0	1,57	0	-5,59	-0,56	-0,67	6,26
y_1^m	0,26	0	-0,52	0	5,46	0,52	-0,26	3,64
y_2^m	-0,26	0	1,59	0	-5,55	-0,53	-0,79	6,08
y_K	0	0	0,03	0	0,01	0	0	0
y_C	-1,41	0	-10,61	0	0	0	0	1,41
φ_{Γ}	0,21	0	-0,70	0	5,24	0,42	-0,07	1,26
φ_K	-2,21	-0,32	-0,63	0	7,59	0,63	-0,32	24,03
y_{Π}	0	0,26	0	0,39	1,16	-10,20	-6,33	-0,39
y_3^m	0	0,27	0	0,27	0,53	-5,61	-3,21	-0,27
y_4^m	0	0,27	0	0,27	0,53	-5,35	-3,47	-0,27
φ_{Π}	0	0,35	0	0,30	0,10	-2,55	4,20	0,20
x_1^p	0,40	0	0	-0,10	0	0,71	-0,60	0
x_2^p	-8,94	41,29	0	0	0	2,13	-1,70	0
x_3^p	-2,73	-0,91	0	90,91	0	4,55	-2,73	0
x_{Π}	-0,92	-0,79	0	-0,26	0	-0,33	0,39	-0,07
x_{Γ}	-1,24	-1,15	0	-0,38	0	-0,19	0	-0,10
x_K	27,42	4,91	0,29	0,29	-0,29	0,00	0	1,44
x_{Γ}^m	-1,21	-1,21	0	-0,48	0	-0,24	0	0
x_{Π}^m	-1,00	-1,00	0	-0,50	0	-1,00	1,00	0

Відмітимо, що при аналізі значень в табл. 1 – 4, максимальні значення різняться, що свідчить про вагомість впливу мас і моментів інерції при динамічному аналізі. Знак « \rightarrow » в табл. 1 – 4 свідчить про те, що компонента знаходиться в протифазі основному руху коливальної системи.

Як видно з табл. 3, 4, компоненти y_{Γ} та y_2^m мають майже однакову величину та фазу коливань (про це свідчить гармоніки № 5, 7 – 11), тому одним з цих компонентів при подальших розрахунках можна знехтувати. Таке ж явище спостерігається і в компонентах y_3^m та y_4^m (про це свідчить гармоніки № 4, 6 – 11).

Отже, завдяки розвиненню алгоритму динамічного аналізу коливальної системи машинно-тракторного агрегату при транспортуванні причіпної цистерни, тепер можна не тільки враховувати вклад кожних складових до загальної енергії коливань, а й

оцінювати енергетичну складову за рахунок визначення часток від коливального процесу.

Оскільки значення в табл. 1, 2 енергетично нормовані, тобто $\sum_{j=0}^{18} (\vec{Y}_j^*)^2 = 1$, то

можливо виконати оцінювання співвідношення запасу механічної енергії для різних видів руху при дослідженні конкретних гармонік. Отримане співвідношення показуватиме долю (частку) від максимальної енергії коливань. Розглянемо деякі з цих співвідношень

$$P_{y_{\text{ПТ}}} = \frac{(y_{\text{П}}^*)^2}{(y_{\text{Т}}^*)^2}; \quad (6)$$

$$P_{x_{\text{ПТ}}} = \frac{(x_{\text{П}}^*)^2}{(x_{\text{Т}}^*)^2}, \quad (7)$$

$$P_{\varphi_{\text{ПТ}}} = \frac{(\varphi_{\text{П}}^*)^2}{(\varphi_{\text{Т}}^*)^2}, \quad (8)$$

де $P_{y_{\text{ПТ}}}$ – доля від максимальної енергії компонент вертикальних коливань цистерни та трактора;

$P_{x_{\text{ПТ}}}$ – доля від максимальної енергії компонент горизонтальних коливань цистерни та трактора;

$P_{\varphi_{\text{ПТ}}}$ – доля від максимальної енергії компонент кутових коливань цистерни та трактора.

На рис. 3, 4 наведено залежності змін долей від максимальної енергії компонент вертикальних, кутових та горизонтальних коливань цистерни та трактора. Дані залежності будувались відносно рівня рідини в цистерні для кожної з гармонік, які змінюються в небезпечній для оператора-водія частоті ($\nu \in [0,5; 2]$ Гц). Проте відмітимо, що змінюючи величину рівня рідини H не всі гармоніки змінюються в наведеному діапазоні частот, а лише:

- для причіп-цистерни – № 7 – № 11;
- для напівпричіп-цистерни – № 6 – № 10.

Отже, встановлено резонансні зони впливу на вільні коливання транспортного засобу з цистерною, результати зведено до табл. 5, 6.

Таблиця 5

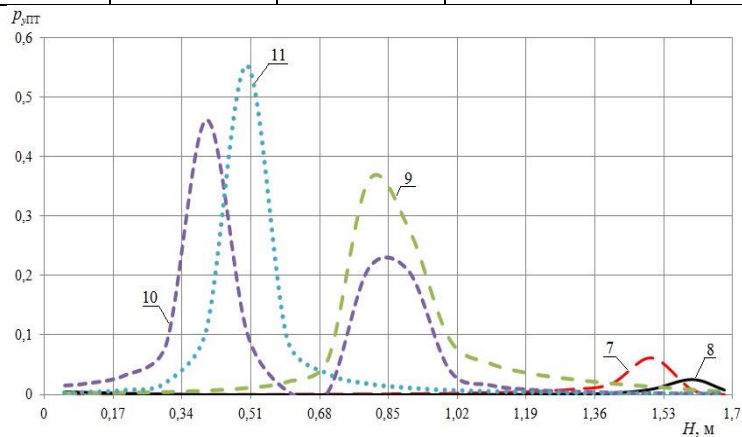
Резонансні зони впливу долей від максимальної енергії вільних коливань МЖТ-16

		Причіп-цистерна		
Діапазон зміни рівня рідини H		0,4 – 0,5 м	0,85 – 1 м	1,5 – 1,65 м
Коливання	Вертикальної долі $P_{y_{\text{ПТ}}}$	+	+	+
	Кутової долі $P_{\varphi_{\text{ПТ}}}$	+	+	+
	Горизонтальної долі $P_{x_{\text{ПТ}}}$	+	+	+
Причини виникнення		Усадка центра ваги цистерни	$m_{\text{ТР}} < m_{\text{ПР}}$	Маса та момент інерції рідини, що коливається знаходиться в максимумі (рис. 2)

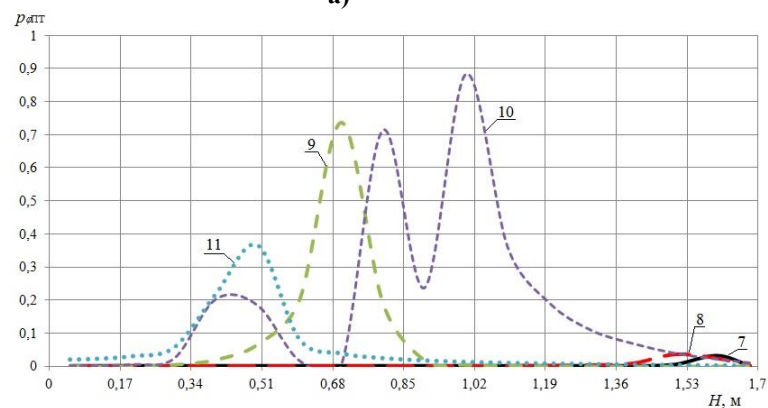
Таблиця 6

Резонансні зони впливу доль від максимальної енергії вільних коливань ВНЦ-20

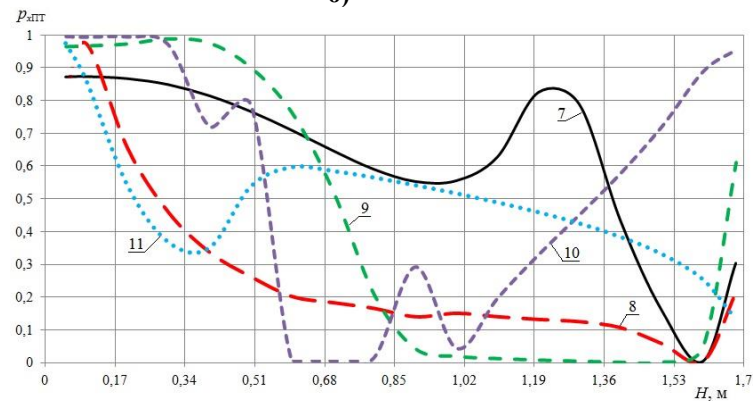
		Напівпричіп-цистерна			
Діапазон зміни рівня рідини H		0,2 м	0,6 – 0,8 м	1,55 м	1,8 м
Колівання	Вертикальної долі $p_{yПГ}$	–	+	+	–
	Кутової долі $p_{\phiПГ}$	–	+	+	+
	Горизонтальної долі $p_{xПГ}$	+	+	–	+
Причини виникнення		Усадка центра ваги цистерни	$m_{ГР} < m_{ПР}$	Маса рідини, що коливається знаходиться в максимумі (рис. 2)	Момент інерції рідини, що коливається знаходиться в максимумі (рис. 2)



а)



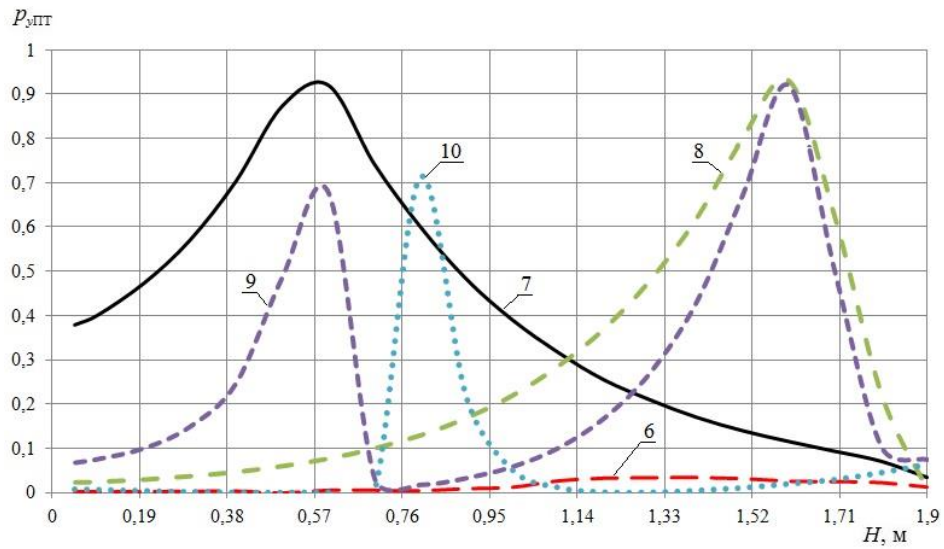
б)



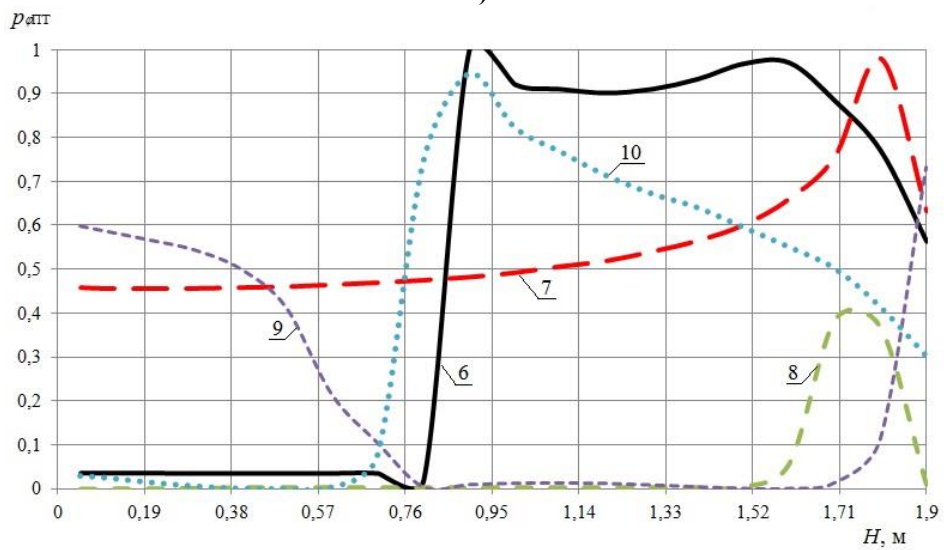
в)

Рис.3.Залежності часток від максимальної енергії при різному рівні рідини в МЖТ-16:

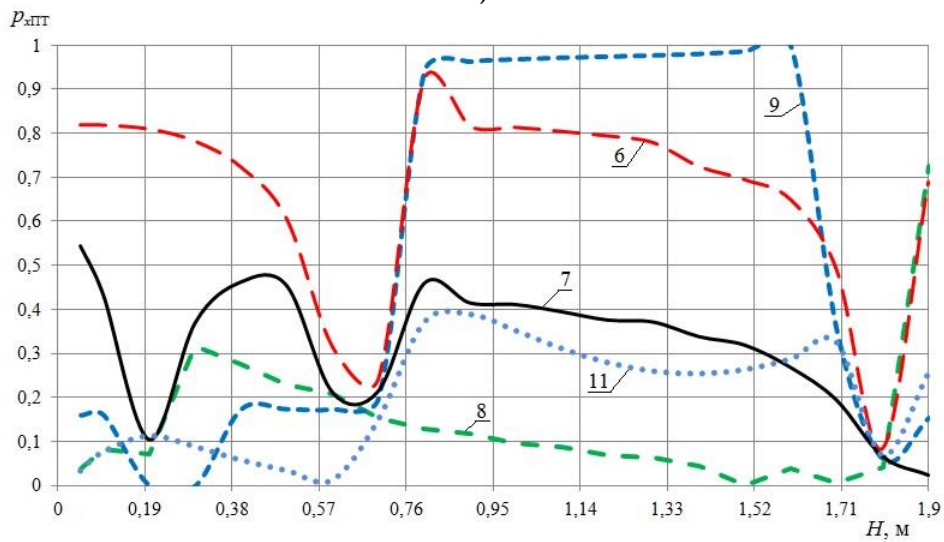
а – $p_{yПГ}$; б – $p_{\phiПГ}$; в – $p_{xПГ}$



а)



б)



в)

Рис.4. Залежності часток від максимальної енергії при різному рівні рідини в ВНЦ-20:
 а – $P_{уПТ}$; б – $P_{фПТ}$; в – $P_{лПТ}$

Таким чином, встановлено, що резонансні частоти викликані не тільки різницею маси агрегату та трактора, а й усадкою центра ваги цистерни та максимальними значеннями мас і моментів інерції рідини, що коливається.

Висновки

У статі наведено новий метод оцінки енергетичної складової колісного трактора з причіпним або напівпричіпним агрегатом перемінної маси. Метод базується на дослідженні власних коливань системи за допомогою динамічного аналізу лінійної (лінеаризованої) моделі.

На основі запропонованого методу оцінки встановлено резонансні зони впливу доль (часток) від максимальної енергії на рівень рідини в цистерни.

Перспективи подальших досліджень. Актуальним на думку автора є дослідження енергетичної складової колісного трактора з причіпним або напівпричіпним агрегатом перемінної маси тільки вже для нелінійної моделі. Тим самим дослідити енергетичний вплив агрегату з переміною масою на рух колісного трактора в вертикальних, поздовжніх та кутових переміщення.

Список використаних джерел

1. Кожушко А.П. Аналіз конструктивних особливостей причіпних та напівпричіпних цистерн у складі машинно-тракторного агрегату / А.П. Кожушко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». –2019. – № 5 (1330). – С. 34 – 40. – doi:10.20998/2413-4295.2019.05.05.
2. Лебедев А.Т. Научно-инновационные аспекты теории трактора / А.Т. Лебедев // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2016. – №. 6, Т. 1. – С. 53-62.
3. Світові тенденції розвитку мобільної енергетики і їх прогноз для України на початок ХХІ століття / В.Г. Євтенко, Л.В. Погорілий, Л.І. Гром-Мазнічевський та ін.; За ред. Л.В. Погорілого. – К.: Сільгоспосвіта, 1997. – 68 с.
4. Подригало М.А. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк // Механіка та машинобудування «ХПІ». – Харків: ХПІ, 2015. - Вип. № 9 (1118). – С. 98 – 107.
5. Артёмов М.П. Визначення тягових і енергетичних показників мобільних сільськогосподарських агрегатів при динамічних випробуваннях / М.П. Артёмов // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2018. – №. 13. – С. 115-120.
6. Шуляк М.Л. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / М.Л. Шуляк, А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов, Є.І. Калінін // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2016. – №. 4. – С. 218-226.
7. Кожушко А.П., Григор'єв О.Л. Математичне моделювання низькочастотних коливань в'язкої рідини в горизонтальній ємності з вільною поверхнею // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 3 (1279). – С. 41 – 51.
8. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів / Є.І. Калінін // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – 2018. – №. 22 (36). – С. 86-91.
9. Кожушко А. П. Моделювання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом / А.П. Кожушко, О.Л.

Григор'єв // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2018. – № 27 (1303). – С. 34-61.

10. Кожушко А. П. Коливання механічних систем в автомобіле- та тракторобудуванні : навчальний посібник. – Харків : ФОП Панов А.М., 2018. – 316 с.

Abstract

EVALUATION ENERGY COMPONENT UNITS OF VEHICLES WITH VARIABLE MACHINE MASS DUE TO DYNAMIC ANALYSIS OF FREE OSCILLATIONS

Kozhushko A. P.

The article presents the principle of constructing a linear model of free oscillations of a machine-tractor unit with trailer and semi-trailer cistern. Due to the dynamic analysis, the real values of components (components) of the linear model are established. The method of estimation of the energy component, which shows the effect of the unit with variable weight on the vertical, horizontal movements of the wheeled tractor, is proposed. The resonance zones of the impact of the fractions from the maximum energy of free oscillations depending on the level of liquid in the trailer and semitrailer cistern have been established.

Keywords: *wheeled tractor, cistern, energy component, dynamic analysis, mass redistribution*