

# МАШИНОБУДУВАННЯ І ТРАНСПОРТ

УДК 629.114.2.001

В. Ф. Анісімов, д-р. техн. наук, проф.;

М. С. Зегер, студ.

## УДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОСИСТЕМИ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ ГУСЕНИЧНИХ ТРАКТОРІВ

Описано удосконалену конструкцію гідроамортизатора ходової частини гусеничного трактора Т-150 і схему його роботи. У разі наїзду однією кареткою на перешкоду виникають сильні односторонні коливання. З удосконаленими гідроамортизаторами коливання перерозподіляються на обидві каретки, тобто на обидві сторони трактора, що знижує амплітуду коливання трактора в цілому. Подані теоретичні та експериментальні результати досліджень появи резонансу на всьому діапазоні частоти збурювальних сил.

Ходова система гусеничних тракторів включає рушій і підвіску.

Рушій складається з гусеничного ланцюга (гусениці), ведучих та напрямних коліс, опорних катків, підтримувальних роликів, амортизаційних і натяжних механізмів. Гусеничні рушії розташовані з обох сторін трактора і приводяться від кінцевих передач заднього моста (рис. 1).

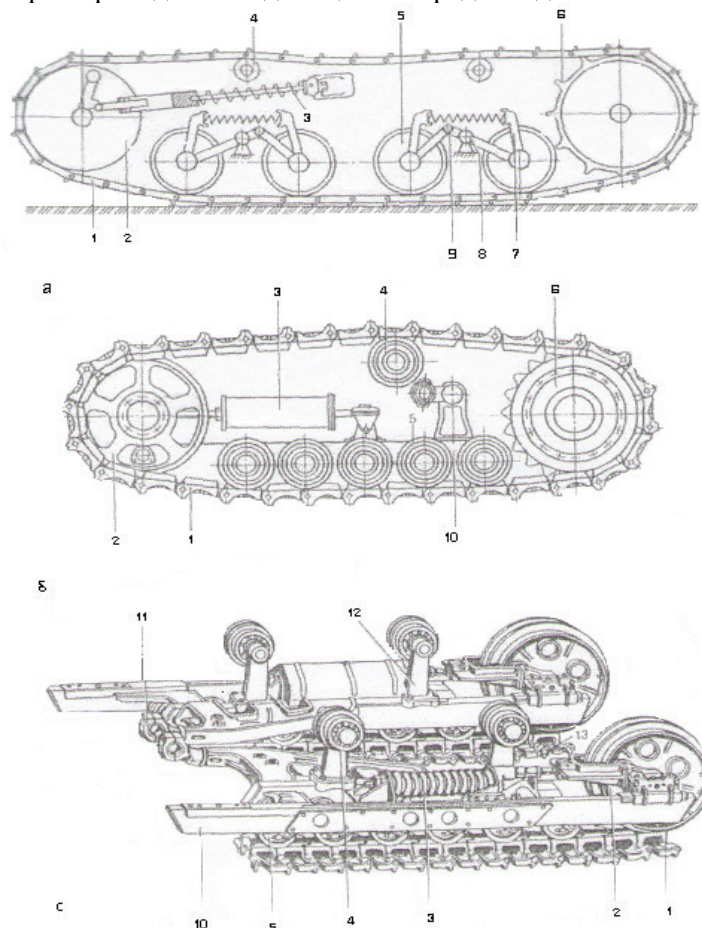


Рис. 1. Ходова система гусеничних тракторів ДТ-175С (а), Т-70С(б), Т-4А (с): 1 — гусениця; 2 — напрямне колесо; 3 — натягувач гусениці; 4 — підтримувальний ролик; 5 — опорний каток; 6 — привідне колесо; 7 — каретка; 8 — вісь каретки; 9 — вісь кочення; 10 — візок; 11 — кронштейн; 12 — кронштейн; 13 — балансувальна поперечна ресора

© В. Ф. Анісімов, М. С. Зегер, 2011

На ходову систему гусеничного трактора з балансувальною підвіскою діють такі сили (рис. 2):  $G_T$  — сила дії підресорної маси трактора (у разі балансувальної підвіски можна прийняти вагу трактора);  $P_{kp}$  — сила тяги на гаку;  $P_k$  — відносна сила тяги трактора;  $F_1, F_2$  — відповідно вертикальні реакції від мас, які відносяться на передню та задню каретки;  $G_0, G_0''$  — вага механізмів, які навішуються спереду чи ззаду трактора;  $Q_1, Q_2$  — опір руху кареток.

Із умов рівноваги системи визначають сили  $F_1$  і  $F_2$ :

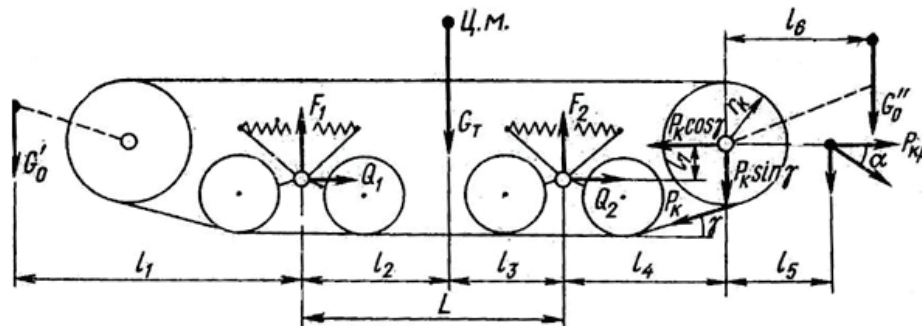


Рис. 2. Схема ходової системи гусеничного трактора з балансувальною підвіскою

для роботи з причепним плугом

$$F_1 = \frac{1}{2L} \{ G_T l_3 + P_k (\cos \gamma \cdot l_7 - \sin \gamma \cdot l_4 - r_k) - P_{kp} (\operatorname{tg} \alpha (l_4 + l_6) - l_7) \};$$

$$F_2 = \frac{1}{2L} \{ G_T l_2 + P_k [\cos \gamma \cdot l_7 - \sin \gamma (l_2 + l_3 + l_4) - r_k] + P_{kp} (l_2 + l_4 + l_3 + l_5 + l_7) \};$$

для роботи з навісною машиною ззаду

$$F_1 = \frac{1}{2L} \{ G_T \cdot l_3 - P_k (\cos \gamma \cdot l_7 - \sin \gamma \cdot l_4 - r_k) + G_0'' \cdot (l_4 + l_6) \};$$

$$F_2 = \frac{1}{2L} \{ G_T \cdot l_2 - P_k (\cos \gamma \cdot l_7 - \sin \gamma \cdot (l_2 + l_3 + l_4) - r_k) + G_0'' \cdot (l_2 + l_3 + l_4 + l_6) \}.$$

Під час повороту трактора на осі кареток діють бокові сили

$$R_1 = \pm F_1; \quad R_2 = \pm (F_2 - P_k \sin \gamma) \mu.$$

В балансувальних підвісках, коли кількість кареток с кожної сторони перевищує дві, визначення зусилля, які діють на опорні котки і елементи підвіски, є задачею статично невизначеною. Для розв'язання можна використати метод зведення реальної підвіски до умовно розрахункової.

Допустимо, що реальна схема підвіски зведена до умовної розрахункової, що показана на рис. 3. Якщо координати центра мас трактора зміщені відносно його поздовжньої осі або опорні котки розміщені не симетрично, то остов трактора буде мати нахил — диферент (вперед чи назад), а ресори отримають різні деформації.

На рис. 4 показана удосконалена конструкція гідроамортизатора ходової частини гусеничного трактора Т-150 і схема його роботи.

Трактор Т-150 — швидкісний, тому підресорювання його ходової частини повинно бути поліпшено. Каретка складається з двох балансірів, але вони не з'єднанні віссю гойдання (як, наприклад, у трактора ДТ-75 та ін.), кожний балансір вільно надітий на свою цапфу, прикріплену до рами.

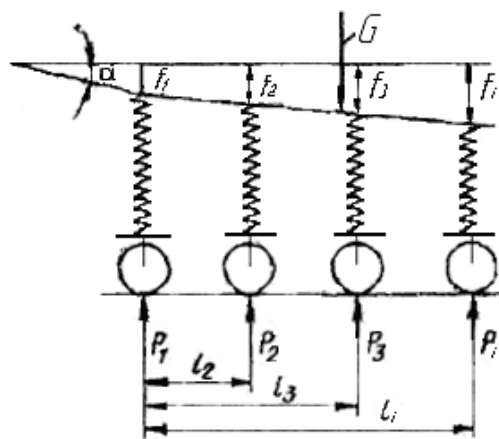


Рис. 3. Умовна розрахункова схема підвіски

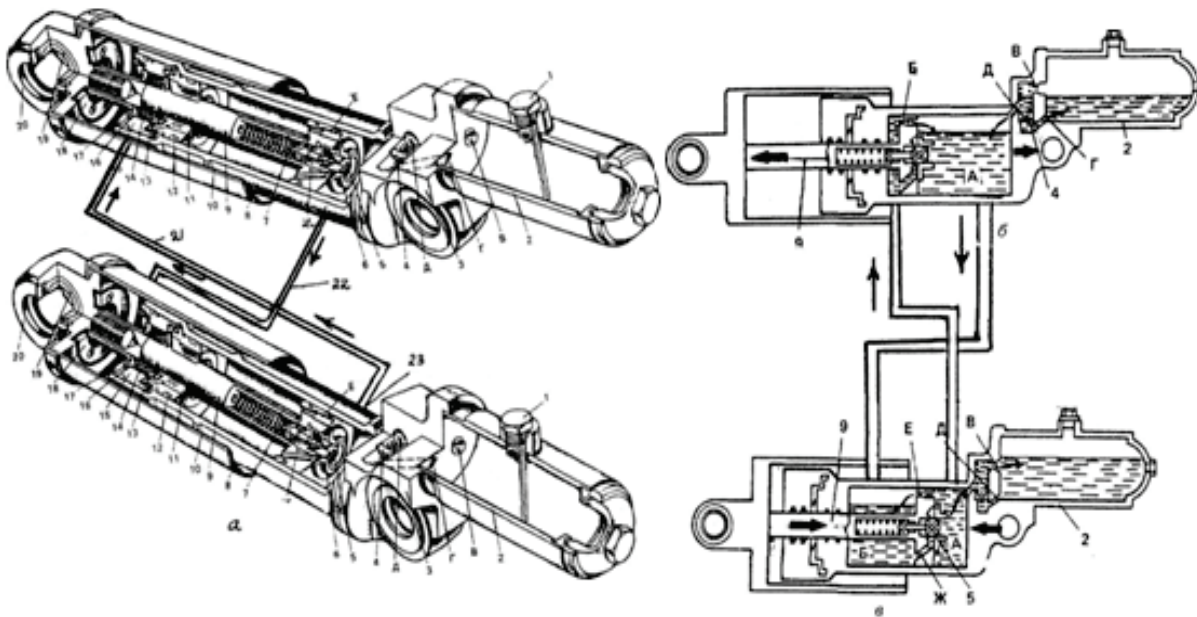


Рис. 4. Гідроамортизатор трактора Т-150 (а) і схема його роботи (б і в):

1 — пробка маслозаливного отвору з мірним шупом; 2 — компенсаційний бачок; 3 — провущина; 4 — компенсаційний клапан; 5 — перепускний клапан; 6—корпус клапанів; 7 — пружина клапана; 8 — циліндр гідроамортизатора; 9— шток з поршнем; 10 — кожух; 11 — втулка опори; 12 — опора; 13 — опорне кільце пружини; 14 — ущільнення; 15 — головка циліндра гідроамортизатора; 16 — скребок; 17 — кільце ущільнення; 18 — кільце стопора передньої провущини; 19 — сферичний підшипник; 20 — гумове ущільнення; А і Б — порожнини; В — дросельний отвір бачка; Г — канал бачка; Д — канал порожнини клапана; Е — дросельний отвір в поршні; Ж — перепускний отвір

В кожній каретці є дві пружини. На пальцях передніх кареток паралельно пружинам змонтовані гідроамортизатори, що гасять коливання балансирів. Коли пружини кареток розсовують верхні плечі балансирів, шток 9 з поршнем висувається з циліндра 8 вліво. Поршень струму витискає рідину з порожнини Б через те, що дроселює отвір Е в порожнину А. Сюди ж перетікає рідина з компенсаційного бачка 2 в об'ємі тієї частини штока, яка в цей момент виводиться з циліндра.

Коли коток каретки набігає на перешкоду, пружини стискаються, шток 9 рухається у зворотний бік і рідина витісняється з порожнини А через отвір Е в порожнину Б, а також через отвір 23 з порожнини А лівого гідроамортизатора в порожнину Б правого гідроамортизатора.

Тиск в порожнині Б правого гідроамортизатора підвищується, внаслідок чого поршень з штоком змістяться вправо, що знижує удар на праву сторону трактора і процес коливання пом'якшується. Гідроамортизатори зв'язані собою маслопроводами 21, 22. Якщо перешкоду зустрічає права каретка, то процес буде ідентичним, тільки в напрямі від правого гідроамортизатора до лівого.

Та частина рідини, яка не вміщується у вказаних порожнинах, витісняється поршнем назад в компенсаційний бачок через компенсаційний клапан 4. Опір перетіканню рідини через дросельні отвори поглинає енергію коливань балансирів і цим підвищує плавність руху трактора.

Щоб вберегти деталі амортизації від поломок, встановлений перепускний клапан 5. За великих зусиль стиснення клапан відкриває додаткові отвори для виходу рідини з порожнини Б в порожнину А. Однак, у разі удосконаленої конструкції гідроамортизаторів, коли обидва гідроамортизатора зв'язані один з одним, необхідність в запобіжному клапані відпадає.

Проаналізуємо коливальні процеси серійних і удосконалених тракторів за ходовою частиною.

Колівальний процес тракторів характеризується частотами, амплітудами, швидкістю коливань, прискоренням і швидкістю зміни прискорень. Коливання умовно поділяють на безпосередньо коливання (низькочастотні, до 20 Гц) і вібрації (високочастотні, вище 20 Гц).

В тракторах діапазон частот достатньо широкий і відповідає коливанням обох видів. Низькочастотні коливання виникають від нерівностей шляху, а вібрації — від невіднованих сил інерції двигуна і перекидаючого реактивного моменту газових сил. При цьому низькочастотні коливання через довільне розташування нерівностей носять випадковий характер, а вібрації є гармонічними коливаннями.

Під час наїзду однією кареткою на перешкоду виникають сильні односторонні коливання (криві 1 і 2 рис. 5), в той же час друга каретка майже не сприймає коливання (пікові). На рис. 5 (криві 3 і 4), показано сприйняття коливань кареток удосконаленої ходової системи.

У разі удосконалених гідроамортизаторів коливання перерозподіляються на обидві каретки, тобто на обидві сторони трактора, що знижує амплітуду коливання трактора в цілому.

Робота удосконаленої ходової системи відбувається таким чином. Під час наїзду на перешкоду, наприклад, лівої гусениці, амплітуда коливання лівої сторони трактора повинна збільшитися в порівнянні з нормальним ходом у 5 разів (див. рис. 5, крива 1). Але, оскільки гідроамортизатори і лівої і правої сторін зв'язані один з одним, то відбувається компенсація удару лівої сторони за рахунок включення в роботу гідроамортизатора. В результаті, пікова амплітуда коливання лівої сторони зменшиться (див. рис. 5, крива 3), а амплітуда коливання правої сторони збільшиться (див. рис. 5, крива 4).

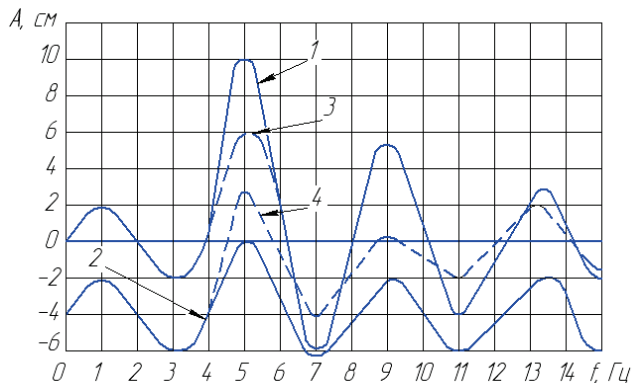


Рис. 5. Вібрації гусеничного трактора

Таким чином, удосконалення ходової системи гусеничного трактора, а саме, об'єднання роботи лівого і правого гідроамортизаторів, дозволяє: зменшити вплив вібрацій під час наїзду трактора на перешкоди; тим самим збільшити термін служби; поліпшити умови праці механізатора та якість експлуатації трактора.

### Визначимо можливості появи резонансу на всьому діапазоні частоти збуджуючих сил

Моменти інерції (кг·м<sup>2</sup>) мас складають:  $j_1 = 0,361$ ;  $j_2 = 0,036$ ;  $j_3 = 0,072$ ;  $j_4 = 1,26$ ;  $j_5 = 0,032$ ;  $j_6 = 0,13$ . Кутові податливості (рад/н.м) валопроводів рівні:  $e_{23} = 0,67 \cdot 10^{-8}$ ;  $e_{34} = 0,85 \cdot 10^{-8}$ ;  $e_{45} = 0,69 \cdot 10^{-8}$ ;  $e_{56} = 0,72 \cdot 10^{-8}$ .

Щоб не було резонансу, повинна виконуватися умова

$$\omega_{\pi} \geq (3 - 4) \omega_{lim}.$$

Для цього випадку  $\omega_{\pi} \geq (3 - 4) 2\pi\omega_{lim}$ .

Визначимо парціальні частоти мас з моментами інерції  $j_5, j_4, j_3$

$$\omega_{\pi 3} = \frac{1}{\sqrt{j_e}} = \frac{1}{\sqrt{j_3 (e_{23} \cdot e_{34}) / (e_{23} + e_{34})}}. \tag{1}$$

Маємо:

$$\omega_{\pi 3} = \frac{1}{\sqrt{0,072 \left[ (0,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,85 \cdot 10^{-8}) / (0,67 \cdot 10^{-8} + 0,85 \cdot 10^{-8}) \right]}} = 60358;$$

$$\omega_{\pi 4} = \frac{1}{\sqrt{j_e}} = \frac{1}{\sqrt{j_4 (e_{45} \cdot e_{34}) / (e_{45} + e_{34})}}. \tag{2}$$

Маємо: 
$$\omega_{\pi 4} = \frac{1}{\sqrt{1,26 \cdot \left[ (0,68 \cdot 10^{-8} \cdot 0,85 \cdot 10^{-8}) / (0,68 \cdot 10^{-8} + 0,85 \cdot 10^{-8}) \right]}} = 14450; \tag{3}$$

$$\omega_{\pi 5} = \frac{1}{\sqrt{j_5}} = \frac{1}{\sqrt{j_5 \cdot (e_{45} \cdot e_{56}) / (e_{45} + e_{56})}}.$$

$$\text{Маємо: } \omega_{\pi 5} = \frac{1}{\sqrt{0,032 \cdot \left[ (0,68 \cdot 10^{-8} \cdot 0,72 \cdot 10^{-8}) / (0,68 \cdot 10^{-8} + 0,72 \cdot 10^{-8}) \right]}} = 29880.$$

Оскільки всі парціальні частоти коливань  $\omega_{\pi}$  більші  $\omega_{\text{lim}}$ , можна провести подальше спрощення динамічної схеми.

Перетворимо одномасову  $j_3$  систему в двомасову, в якій

$$\begin{aligned} j_3' &= (e_{34} \cdot j_3) / (e_{23} + e_{34}); \\ j_2 + j_3 &= 0,0586 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ j_3'' &= (e_{23} \cdot j_3) / (e_{23} + e_{34}); \\ e_{23} + e_{34} &= 1,52 \cdot 10^{-8} \text{ рад/н.м}; \\ j_3' &= (0,85 \cdot 10^{-8} \cdot 0,072) / (0,67 + 0,85) \cdot 10^{-8} = 0,04 \text{ кг/м}^2; \\ j_3 + j_4 &= 0,137 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ j_3'' &= (0,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,072) / (0,67 + 0,85) \cdot 10^{-8} = 0,0137 \text{ кг/м}^2. \end{aligned}$$

Власна частота коливань маси з моментами інерції

$$\omega_{\pi} = \frac{1}{\sqrt{(j_3'' + j_4) \cdot (e_{23} \cdot e_{34}) \cdot e_{45} / (e_{23} + e_{34} + e_{45})}}. \quad (4)$$

Маємо:

$$\omega_{\pi} = \frac{1}{\sqrt{(1,26 + 0,0137) \cdot (1,52 \cdot 10^{-8}) \cdot (0,68 \cdot 10^{-8}) / (0,67 \cdot 10^{-8} + 0,85 \cdot 10^{-8} + 0,68 \cdot 10^{-8})}} = 7134.$$

Так як  $\omega_{\pi} > \omega_{\text{lim}}$ , проведемо подальше спрощення системи. Перетворимо одномасову систему з моментом інерції  $j_3$  в двомасову, для якої

$$\begin{aligned} j_5' &= (e_{56} \cdot j_5) / (e_{45} + e_{56}); \\ j_5' &= (0,72 \cdot 10^{-8} \cdot 0,032) / (0,67 + 0,72) \cdot 10^{-8} = 0,165 \text{ кг/м}^2; \\ j_4 + j_3' + j_5' &= 0,322 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ j_5'' &= (e_{45} \cdot j_5) / (e_{45} + e_{56}); \\ j_5'' &= (0,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,032) / (0,68 + 0,72) \cdot 10^{-8} = 0,155 \text{ кг/м}^2; \\ e_{45} + e_{56} &= 1,4 \cdot 10^{-8}; \\ j_6 + j_5' &= 0,29 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Власна частота коливань з моментом інерції

$$\omega_{\pi} = \frac{1}{\sqrt{(j_4 + j_3'' + j_5'') \cdot (e_{23} + e_{34}) \cdot (e_{45} + e_{56}) / (e_{23} + e_{34} + e_{45} + e_{56})}} = 25625.$$

Ураховуючи, що  $\omega_{\pi} > \omega_{\text{lim}}$ , проведемо подальше спрощення системи. Перетворимо одномасову систему з моментом інерції  $j_3 + j_4 + j_5$  у двомасову. Моменти інерції відповідно 0,2271 і 0,25

кг·м<sup>2</sup>, кутова податливість зв'язку  $e = 0,22 \cdot 10^{-8}$ . Визначимо власну частоту коливань цієї двомасової парціальної системи  $\omega_{\pi} = \frac{1}{\sqrt{J_e}} = 19455$ .

Оскільки  $\omega_{\pi} < \omega_{\text{lim}}$ , то подальше спрощення системи неможливе.

### Висновки

Удосконалення ходової системи гусеничного трактора, а саме, об'єднання роботи лівого і правого гідраамортизаторів, дозволяє: зменшити вплив вібрацій під час наїзду трактора на перешкоди і тим самим збільшити термін служби трактора поліпшити умови праці механізатора та якість експлуатації трактора.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Барский И. В. Конструирование и расчеты тракторов / И. В. Барский. — М. : Машиностроение, 1980. — 336 с.
2. Каптюшин Г. К. Конструкция, основы истории, расчеты и испытание тракторов / Г. К. Каптюшин. — М. : Агропромиздат, 1990. — 611 с.
3. Носов Н. А. Расчеты и конструирование гусеничных машин / Н. А. Носов. — М. : Машиностроение, 1982. — 325 с.
4. Скошников В. А. Основы истории и расчета трактора и автомобиля / В. А. Скошников. — М. : Агропромиздат, 1986. — 284 с.
5. Чудин Е. М. Новое в конструкции сельскохозяйственных тракторов за рубежом / Е. М. Чудин. — М. : ЦНИИТЭМ, 1987. — 120 с.

Рекомендована кафедрою технології підвищення зносостійкості

Стаття надійшла до редакції 24.09.10

Рекомендована до друку 21.01.11

**Анісімов Віктор Федорович** — завідувач кафедри тракторів і автомобілів;  
**Зегер Микола Сергійович** — студент.

Вінницький національний аграрний університет, Вінниця