

УДК 629.113.012 (088.8)

V. Misus, Senior lecturer,

V. Duganec, Candidate of technics Sciences, Associate Professor,

A. Bozhok, Associate Professor,

M. Volynkin, Acquirer,

S. Oleksijko, assistant,

V. Pukas, postgraduate State Agrarian and Engineering University in Podilya

RESEARCH OF PROPORTIONALLY-DIFFERENTIAL SUSPENSION OF THE CATERPILLAR TRACTOR

Abstract. *In modern caterpillar tractors equipped with different types of pendants is missing the characteristic of possible adaptations of the chassis to the relief of the soil, so compensation vibrations and vibration bearing systems is carried out after the action at her external obstacles, that reduces the effectiveness of the suspension.*

Note suspension providing a caterpillar chain chassis for smooth moving through the obstacle with the simultaneous clearing of oscillations and vibrations. Anchor rollers in it are mounted on elastic ribbon, the ends of which are associated with the lower ends of the double-sided of leverage, opposite their end-with the restoring spring and shock for suppression of vibrations and vibration, while the middle part of the levers with a bearing part of the tractor.

However, a drawback suspension combined action is a delay in the formation of compensation signal that comes to an executive double-sided lever which is the required deformation of flexible tapes for smooth moving through obstacle of the locked caterpillar chain.

To improve adaptation to the relief of soil belt with anchor ice rinks and the circuit between the upper ends of the double-sided leverage damper and hydro mechanical differentiator, which forms signals acting on the executive double-sided lever proportional quantity change the perturbing actions of obstacles and speed of their change.

With this technical solution, drastic action by coming of caterpillar chain on some obstacles will be compensated by pliability elastic tapes under the action of the executive signals. Moreover, the more roughly will be the actions of the obstacle, the greater will be the component that is proportional to the speed of their change, and therefore with greater intensity will increase the degree of smoothness of movement and accuracy of the adjustment to the soil surface of the chassis of a caterpillar tractor.

For the technical realization of the proposed suspension is enough to additionally set hydro mechanical differentiator.

Keywords: *double-sided lever, damper, differentiator, elastic tape, total lever, flexible hydro line, a common piston thrust, cavity.*

*В.В. Майсус, старший викладач,
В.І. Дуганець, кандидат технічних наук, доцент,
А.М. Божок, доцент,
М.П. Волинкін, здобувач,
С.Л. Олексійко, асистент,
В.Л. Пукас, аспірант ПДАТУ*

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОПОРЦІЙНО-ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ПІДВІСКИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

Наведено конструктивну схему та описано роботу принципово нової пропорційно-диференціальної підвіски гусеничного трактора, а також її теоретичні дослідження.

Ключові слова: двоплечий важіль, демпфер, диференціатор, пружна стрічка, підсумовуючий важіль, гнучка гідролінія, спільний поршень, тяга, по-рожнина.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Для передачі маси гусеничного трактора на опорну поверхню і приведення його в рух використовується ходова частина, в якій пружний зв'язок між несучою системою і гусеничним рушієм забезпечує підвіска. Відомі схемні і конструктивні рішення підвісок сучасних тракторних ходових частин через низькі динамічні якості не завжди пом'якшують вертикальні коливання остова, викликані при наїзді на нерівності ґрунту, не зменшують питомий тиск на ґрунт, не забезпечують тягово-зчіпні можливості для реалізації потужності форсованих дизельних двигунів внутрішнього згоряння.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Серійні підвіски працюють за принципом компенсації коливань і вібрацій тільки після поступання і дії їх на ходову частину, що через запізнювання та інерційність рухомих мас знижує ефективність перехідного процесу. Вперше підвіска з можливим випередженням пристосування ходової частини до плавного переїзду через перешкоди і формування початкового сигналу подальшої компенсації коливань і вібрацій, ще до наїзду опорних катків на перешкоду, була запропонована в авторському свідоцтві СРСР № 1675153. У ній опорні катки розміщені

на пружній горизонтальній стрічці, зв'язаній через двоплечі важелі з несучою частиною трактора і гідравлічним підпружиненим гасником коливань та вібрацій. Сигнал про величину перешкоди знімається з першого опорного катка і через гідравлічний демпфер подається на виконавчий механізм змінювання натягу стрічки для забезпечення плавного переїзду решти катків через перешкоду. Проте недоліком відомої підвіски є формування і передача регулюючого сигналу із запізненням, що знижує ефективність гасіння коливань і вібрацій несучої частини трактора. Останнє обумовлює необхідність пошуку технічного рішення підвищуючого швидкодію виконавчого механізму.

Мета дослідження: розробити і теоретично дослідити конструктивну схему пропорційно-диференціальної стрічкової підвіски несучої частини гусеничного трактора.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розроблена принципово нова (авторське свідоцтво СРСР № 1763280) конструктивна схема пропорційно-диференціальної підвіски, утримуючої несучу систему з можливістю самонастроювання гусеничного ланцюга на плавний переїзд через перешкоди з одночасним гасінням коливань і вібрацій, спричинених нерівністю опорної поверхні ґрунту, підвищуючи цим плавність руху і пристосованість до неї ходової частини трактора.

Запропонована підвіска містить ведуче 19 і ведене 1 колеса, установлені на рамі 34. Колеса 1, 19 охоплені нескінченим гусеничним ланцюгом 32, утвореним ланками 31, шарнірно зв'язаними між собою пальцями 25. Між колесами 1, 19 на рамі 34 своїми середніми точками шарнірно установлені двоплечі важелі 20, 22, до нижніх плечей яких шарнірно приєднана кінцями пружна стрічка 30 з жорстко закріпленими на ній опорними катками 22.

Протилежні верхні плечі важелів 20, 33 шарнірно зв'язані відповідно з основним 5 і додатковим 29 гідравлічними циліндрами. При цьому плече важеля 33 з'єднано зі штоком 3, поршнем 6 і через зворотну пружину 2 – з корпусом 9, закріпленим на рамі 34.

Верхнє плече важеля 20 через тягу 17 шарнірно зв'язано з другим кінцем підсумовуючого важеля 18, середня частина його через шток 23 і зворотну пружину 16 – з рухомим поршнем 14 додат-

кового виконавчого диференціатора гідроциліндра 29. Циліндр 29 містить корпус 24, закріплений на рамі 34, всередині якого, крім поршня 14 зі штоком 23 і пружиною 16, установлений середній спільний поршень 28, зв'язаний з одним кінцем тяги 21, з'єднаної через важіль 26, зі штоком 23 і поршнем 14. Із середньою частиною важеля 18 з'єднана тяга 21 з пружиною 27, розміщеною між важелем 26 і поршнем 28. В усталених режимах роботи ходової частини пружина 27 утримує спільний поршень 28 на однаковій відстані від поршня 14, забезпечуючи зникнення складової переміщення другого кінця важеля 18, пропорційного швидкості, діючого на гусеничний ланцюг, збурюючого діяння.

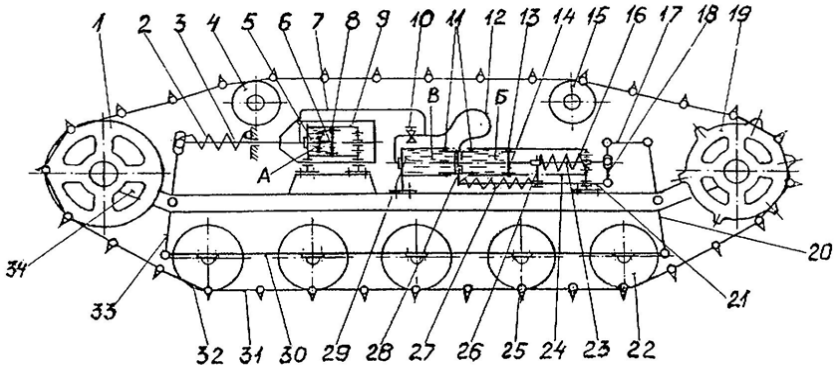


Рис. 1. Принципова схема пропорційно-диференціальної підвіски гусеничного трактора.

Порожнина «Б» з порожниною «А» сполучається через жорстку 7 і гнучку 12 гідролінії безпосередньо, а порожнина «В» – гідролінію 7 і регульовальний дросель 10.

Верхня частина гусеничного ланцюга підтримується катками 4, 15, закріпленими на рамі 34.

Герметичність в з'єднувальних парах забезпечується ущільненнями 8, 11, 13.

Гусенична ходова частина з пропорційно-диференціальною підвіскою працює наступним чином.

При русі трактора по горизонтальній поверхні без розміщених вище або нижче неї перешкод його вага через раму 34, середні

точки важелів 20, 33, пружну стрічку 30 і опорні катки 22 передається на гусеничний ланцюг 31, забезпечуючи через нього малий і рівномірний питомий тиск на ґрунт.

У випадку наїзду гусеничного ланцюга на вище розміщену перешкоду він копіюватиме її профіль. При цьому опорні катки разом із ланцюгом будуть підніматися, повертаючи важіль 33 навколо точки опори, який протилежним плечем, здолавши зусилля пружини 2, через шток 3 перемістить поршень 6, різко підвищуючи тиск робочої рідини в порожнині «А». При цьому робоча рідина з порожнини «А» буде поступати в порожнини «Б», «В». Наявність дроселя 10 спричинить повільніше наростання тиску в порожнині «В», ніж в порожнині «Б», затримку поршня 28 і через тягу 21 плеча важеля 18, а також різке переміщення праворуч поршня 14, а через шток 23 – середньої точки важеля 18, що, в силу різних швидкостей поршнів 14, 28, викличе розтягування пружини 27. Різке переміщення середньої точки важеля 18 перемістить його верхнє плече і через тягу 17 – протилежне плече важеля 20 праворуч, забезпечуючи необхідне прогинання ланцюга 32 і стрічки 30 на величину вільного огинання перешкоди над опорною поверхнею. У даному стані роботи ходової частини переміщення поршня 14 і зв'язаного з ним через важіль 18 і тягу 23 важеля 20 буде складатися тільки з переміщення, пропорційного величині збурюючого діяння з боку перешкоди. Але затримка і розтягування пружини 27 на початку перехідного процесу, поршня 28 і нижнього плеча важеля 18 викликали додаткове переміщення верхнього плеча важеля 18 і через тягу 17 – переміщення важеля 20, яке буде пропорційне швидкості змінювання збурюючого діяння з боку перешкоди. При цьому результативне переміщення важеля 20 буде складатися з двох переміщень: першого переміщення, пропорційного величині змінювання збурюючого діяння і другого, – пропорційного швидкості його змінювання. Такого переміщення стає вже достатньо, щоб у перехідному режимі роботи ходової частини своєчасно звільнити пружну стрічку 30 на величину, забезпечуючи підвищену ступінь плавності руху трактора і точність пристосування його ходової частини до опорної поверхні.

У разі різкого з'їзду гусеничного ланцюга з вище або нижче розміщених на опорній поверхні перешкод запропонована підвіска буде працювати аналогічно, тільки з тією різницею, що всі її рухоми деталі будуть переміщатись в протилежному напрямку. В усіх випадках поверхня профілю пружної стрічки у вихідне положення буде здійснюватися під дією пружин 2, 16, 27.

Отже, різкі збурення на ходову частину з пропорційно-диференціальною підвіскою, спричинені наїздом або з'їздом гусеничного ланцюга з перешкод, будуть компенсуватися більш швидкою податливістю пружної стрічки, обумовленою виконавчими сигналами, пропорційними як величині, так і швидкості його змінювання з боку перешкод. При цьому з підвищенням різкості збурюючого діянннн складова виконавчого сигналу, пропорційна швидкості його змінювання, буде збільшуватися, підвищуючи інтенсивність змінювання податливості пружної стрічки, чим забезпечиться більш ефективно, ніж у відомій ходовій частині, їх компенсація і за рахунок точного пристосування до рельєфу опорної поверхні підвищить плавність руху трактора на більшій швидкості, поганих дорогах та пересічній місцевості.

Ступінь інтенсивності введення швидкісної складової забезпечується настройкою регулювального дроселя.

Повороти, задній хід та інші рухи маневру гусеничного трактора із запропонованою підвіскою аналогічні як і в трактора, оснащеного відомою підвіскою.

Основними динамічними ланками, від яких залежить перехідний процес підресорювання несучої частини трактора, є стрічкова підвіска і гідравлічний диференціатор. Вхідною координатою підвіски в малих приростах від рівномірного стану є реакції опорної поверхні, а вихідною – переміщення несучої частини.

Рівняння рівноваги сил, діючих на підвіску при наїзді ходової частини на перешкоду, приведенне до безрозмірних одиниць, матиме вигляд

$$\frac{M}{C_{\Pi}} \frac{d^2 h_{\text{вих}}}{dt^2} + \frac{v_1}{C_{\Pi}} \frac{dh_{\text{вих}}}{dt} + h_{\text{вих}} = \frac{Ma_{\text{max}}}{C_{\Pi} h_{\text{max}}} a_{\text{ex}}, \quad (1)$$

де M – приведена до несучої системи маса рухомих деталей;
 $C_{\Pi} = C_{дем} + K_1 C_{диф} + K_2 C_{стр}$ – приведена жорсткість;
 $C_{дем}$, $C_{диф}$ і $C_{стр}$ – жорсткості пружин відповідно демпфера, диференціатора і пружної стрічки;
 K_1 і K_2 – коефіцієнти пропорційності;
 v_1 – приведений коефіцієнт демпфування;
 $h_{вих}$ – вихідна координата підвіски;
 $a_{вх}$ – вхідна координата підвіски;
 a_{max} і h_{max} – максимальні значення вхідної і вихідної координат.

Здійснивши перехід до операторної форми запису, одержане рівняння набуде вигляду:

$$T_2^2 p^2 + T_1 p + 1 = K_{\Pi}, \quad (2)$$

де $T_2 = \sqrt{\frac{M}{C_{\Pi}}}$ – постійна часу, що характеризує інерційні властивості підвіски і зв'язаних з нею рухомих мас;

$T_1 = \frac{v_1}{C_{\Pi}}$ – постійна часу, що характеризує демпфуючі властивості підвіски;

$$K_{\Pi} = \frac{M a_{max}}{C_{\Pi} h_{max}} \text{ – коефіцієнт підсилення підвіски;}$$

$$p = \frac{d}{dt} \text{ – оператор в перетвореннях Лапласа.}$$

З рівняння (2) передаточна функція підвіски матиме наступний вигляд:

$$W_{\Pi}(p) = \frac{K_{\Pi}}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1}. \quad (3)$$

Відповідно до схеми (рис. 1) при різкому наїзді на перешкоду вихідна координата диференціатора буде рівна

$$X_{вих} = X_{1вих} + X_{2вих} + X_{3вих}, \quad (4)$$

де $X_{вих}$ – результуюча вихідна координата;

$X_{1\text{вих}}$ – вихідна координата, викликана переміщенням поршня 14 внаслідок поступання робочої рідини з порожнини «А» в порожнину «Б»;

$X_{2\text{вих}}$ – вихідна координата, викликана переміщенням поршня 28 в результаті поступання робочої рідини з порожнини «А» в порожнину «В»;

$X_{3\text{вих}}$ – вихідна координата, викликана додатковим переміщенням верхнього кінця важеля 18, спричиненим різними швидкостями руху поршнів 14, 28.

Сила гідравлічного демпфування, що викликає переміщення $X_{3\text{вих}}$, зрівноважується рівнодіючою силою жорсткості пружин 16, 27.

$$X_{3\text{вих}}(C_{16} + C_{27}) - v_2 \left(\frac{dX_1 h_{\text{вих}}}{dt} - \frac{dX_2 h_{\text{вих}}}{dt} \right) = 0, \quad (5)$$

де C_{16} і C_{27} – жорсткість відповідно пружин 16 і 27;

v_2 – коефіцієнт гідравлічного демпфування;

$\frac{dX_1 h_{\text{вих}}}{dt}$ і $\frac{dX_2 h_{\text{вих}}}{dt}$ – поступальна швидкість руху відповідно поршнів 14 і 28.

Оскільки швидкість поршня 28 відносно швидкості поршня 14 порівняно мала, переміщення $X_{3\text{вих}}$ буде рівне

$$X_{3\text{вих}} = \frac{v_2}{C_{16} + C_{27}} \cdot \frac{dX_1 h_{\text{вих}}}{dt}. \quad (6)$$

З урахуванням (6) і коефіцієнтів підсилення складових вихідної координати рівняння (4) матиме вигляд:

$$K_1 X_{\text{вх}} + K_2 X_{\text{вх}} = X_{1\text{вих}} + \frac{v_2}{C_{16} + C_{27}} \cdot \frac{dX_1 h_{\text{вих}}}{dt} + X_{3\text{вих}}, \quad (7)$$

де K_1 і K_2 – коефіцієнти підсилення диференціатора по каналах порожнини «Б» і «В».

Одержаний вираз описує паралельне з'єднання двох динамічних ланок: першої аперіодичної з диференціальним рівнянням

$$K_1 X_{\text{вх}} = X_{1\text{вих}} + \frac{v_2}{C_{16} + C_{27}} \cdot \frac{dX_1 h_{\text{вих}}}{dt} \quad (8)$$

і передаточною функцією

$$W_1(p) = \frac{K_1}{T_3 p + 1}, \quad (9)$$

і другої – підсилювальної з алгебраїчним рівнянням

$$K_2 X_{\text{вх}} = X_{2\text{вх}} \quad (10)$$

і передаточною функцією

$$W_2(p) = K_2. \quad (11)$$

Тут K_1 і K_2 – коефіцієнти підсилення аперіодичної і підсилюючої ланки; $T_3 = \frac{V_2}{C_{16} + C_{27}}$ – постійна часу аперіодична ланки.

Структурна схема такого з'єднання показана на рис. 2, з якої загальний вираз передаточної функції гідромеханічного диференціатора матиме вигляд

$$W(p) = W_1(p) + W_2(p) \quad (12)$$

або з врахуванням (9) і (11), одержимо

$$W(p) = K \frac{T_4 p + 1}{T_3 p + 1}, \quad (13)$$

де $K = K_1 + K_2$ – загальний коефіцієнт підсилення диференціатора;

$T_3 = \frac{K_2 T_3}{K_1 + K_2}$ – постійна часу, що характеризує його диференціюючі властивості.

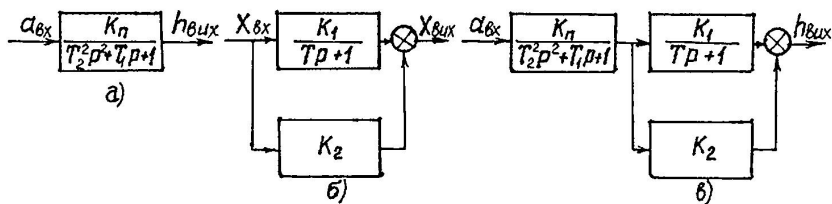


Рис. 2. Структурна схема стрічкової підвіски з диференціатором: а – підвіски; б – диференціатора; в – загальна

За структурною схемою і з використанням виразів (9, 11, 13) при ступінчастому одиничному збуджуючому діянні перешкоди на ходову частину шляхом прямого і оберненого перетворень Лапласа знаходимо вираз перехідного процесу вихідної координати $h_{\text{вих}}$.

$$h_{\text{вих}}(t) = a_0 C_1 \frac{1 - e^{-p_1 t}}{-p_1} + a_0 C_2 \frac{1 - e^{-p_2 t}}{-p_2} + a_0 C_3 \frac{1 - e^{-p_3 t}}{-p_3} \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0 \\ a_0 & \text{при } t \geq 0 \end{cases}, \quad (14)$$

де корені рівняння відповідно рівні

$$p_1 = -\frac{1}{T_3}; \quad p_2 = \frac{-T_1 + \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_2^2}; \quad p_3 = \frac{-T_1 - \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_2^2}.$$

А для спрощення запису прийняті наступні позначення:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{K \cdot K_{II}}{T_3 \cdot T_2^2} \cdot \frac{T_4 \cdot T_1 + 1}{(p_1 - p_2)(p_1 - p_3)}; \\ C_2 &= \frac{K \cdot K_{II}}{T_3 \cdot T_2^2} \cdot \frac{T_4 \cdot T_2 + 1}{(p_2 - p_1)(p_2 - p_3)}; \\ C_3 &= \frac{K \cdot K_{II}}{T_3 \cdot T_2^2} \cdot \frac{T_4 \cdot T_3 + 1}{(p_3 - p_1)(p_3 - p_2)} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Таким чином, запропонована підвіска утворена шляхом додаткового залучення до функціонально необхідних динамічних ланок відомого гідромеханічного диференціатора, який описується диференціальним рівнянням інтегрально-диференціальної ланки з передаточною функцією $W(p)$. Тому при дослідженнях її перехідних процесів з використанням виразів відомих ланок параметри останніх повинні фіксуватися. При цьому необхідні показники підвіски можна досягати змінюванням коефіцієнта підсилення і постійної часу гідромеханічного диференціатора.

Висновки. Резервом можливого удосконалення підвісок із пружними стрічками ходової частини гусеничного трактора є залучення зв'язаного з демпфером гідромеханічного диференціатора, обладнаного регульовальним дроселем настроювання пристосування ходової частини до перешкод опорної поверхні. Рівнян-

ня (14) описує перехідні процеси по каналу дії з боку перешкоди, тому може бути використане для подальшого дослідження ходової частини із запропонованою пропорційно-диференціальною підвіскою.

Застосування ходової частини з удосконаленою підвіскою за рахунок зменшення питомого тиску на ґрунт, підвищення плавності і тягово-зчіпних якостей покращить умови праці механізаторам, а також експлуатаційні, техніко-економічні показники гусеничних тракторів.

Список використаних джерел

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
2. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие. Под ред. проф. Б.П. Кашубы. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
3. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы». – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 335 с.
4. Бесекерский В.А., Попов Е.Г. Теория автоматического регулирования. – М.: Наука, 1975. – 768 с.
5. Системы поддрессоривания современных тракторов. Конструирование, теория и расчет / А.Д. Попов, Е.Г. Попов, Ю.Л. Волошин и др. – М.: Машиностроение, 1974. – 175 с.
6. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. – М.: Наука, Главная редакция физ.-мат. л-ры, 1981. – 720 с.

Аннотация. Представлено конструктивную схему и описано работу принципиально новой пропорционально-дифференцирующей подвески гусеничного трактора, а также ее теоретические исследования.

Ключевые слова: двухплечий рычаг, демпфер, дифференциатор, упругая лента, суммирующий рычаг, гибкая гидролиния, обций пориень, тяга, полость.