

УДК 629.1 – 44: 631.373:62 – 185.001.5

А.Колодійчук; М. Хелемендик, докт.техн.наук;

М.Драган, канд.фіз.-мат.наук; С.Колодійчук

Луцький державний технічний університет

МЕТОДИКА І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОСТИХ ШАРНІРІВ

У даній статті наведено методику визначення на універсальному стенді момента (коефіцієнта) тертя в простих однопровушинних шарнірах, які відрізняються між собою геометричними параметрами, матеріалом виготовлення, а також експлуатаційними умовами їхньої роботи на тертя при різних реальних навантажувально-швидкісних режимах. Така методика дозволяє враховувати особливості роботи гусеничного шарніра в реальних умовах і прогнозувати зниження момента тертя, і відповідно, підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) гусеничного рушія трактора.

Умовні позначення

$n_{в.к.}$ – частота обертання вала ведучого колеса трактора, $хв^{-1}$;

l_0 – крок трака гусениці, мм;

z – кількість зубів ведучого колеса;

R – радіус колеса, м;

$D_{н.к.}$ – діаметр скеровуючого колеса, м;

φ – кут складування шарніра на стенді, рад;

κ – частота коливань рухомої частини пристрою, Гц;

$M_{т.б.}$ – момент, що реєструється тензобалкою кручення, Н·м;

$M_{т.п.}$ – момент тертя в підшипниках кочення, Н·м;

r_0 – радіус пальця шарніра, мм;

G – вага трактора, кг;

l – довжина провушини простого шарніра, мм;

$\sum_{i=1}^n l_i$ – сумарна довжина провушини однієї сторони трака гусениці, мм;

$\eta_{з.р.}$ – ККД гусеничного рушія трактора ($\eta_{з.р.} \approx 0,9$).

Дослідженнями [1-3] встановлено, що момент тертя, як і коефіцієнт тертя в реальних шарнірах гусениць трактора, залежить від кількості в них провушин, геометричних параметрів пальця і провушин, матеріалу їх виготовлення, експлуатаційних умов роботи (присутність абразиву, вологи тощо), а це все в результаті впливає на величину і характер питомого контактного тиску в парі тертя і, як наслідок, – на значення момента (коефіцієнта) тертя. Крім того, в реальному шарнірі гусениці трактора відбувається тертя бокових щік провушин суміжних траків, що

виражаються сумарним моментом або сумарним коефіцієнтом тертя. Тому встановити закономірність як за кількісною, так і за якісною оцінками є вкрай важкою задачею.

Для розв'язання задачі з виявлення закономірності чистого (несумарного) момента чи коефіцієнта тертя ми використали спеціальний пристрій (рис. 1), в який встановлювали простий шарнір (рис. 2) і на універсальному стенді [4,5], що здатний відтворювати реальні навантажувально-швидкісні й експлуатаційні режими та умови роботи шарніра в гусеничному обводі трактора.

Для дослідження однопроушинного шарніра (палець-втулка) замість траків і рухомої рамки 7 стенда встановлюємо пристрій (рис. 1), нерухому частину якого з'єднуємо двома проушинами 9 з тензоелементом стенда Д14, з нерухомою частиною 1 жорстко пов'язані дві кільцеподібні маточини 2, в сферичні підшипники 3.

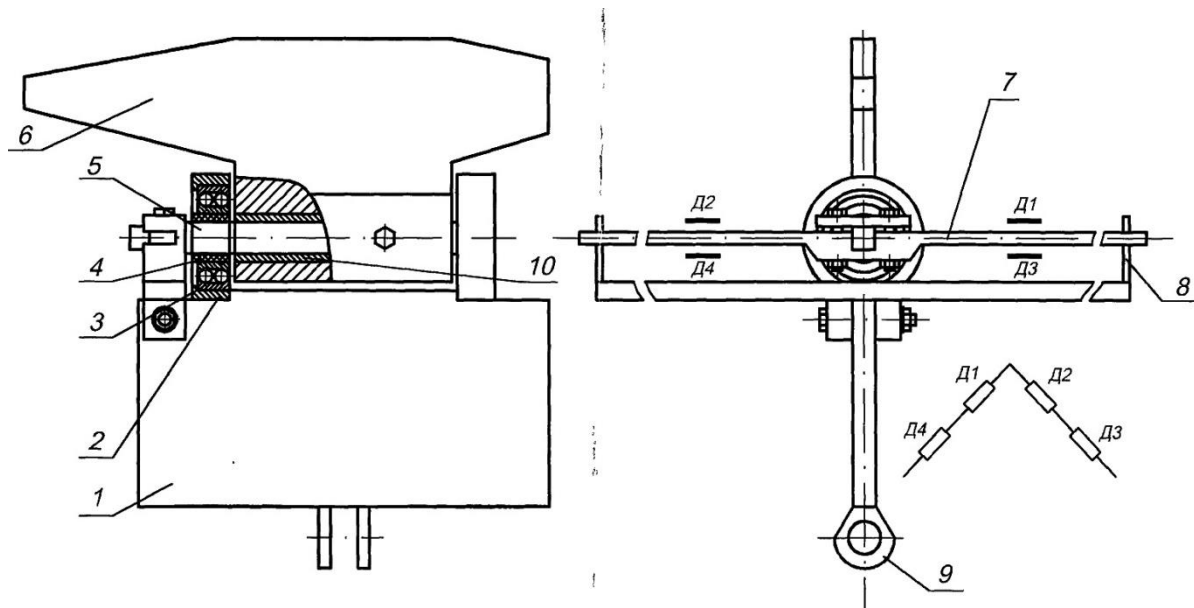


Рисунок 1 - Пристрій для встановлення простого шарніра

Верхня рухома частина 6 пристрою має циліндричну проушину, в яку вставляємо досліджувану втулку 10, виготовлену із проушини трака гусениці. Верхня і нижня частини пристрою поєднані між собою досліджуваним пальцем 5. Для вимірювання моменту тертя (а потім розрахунком вивчали коефіцієнт тертя) у простому шарнірі використали двохплечову тензобалку 7, яка опирається своїми кінцями на ножові опори 8. Таким чином, встановлювали у сферичних підшипниках пальці досліджуваних шарнірів.

Зверху і знизу обох плечей тензобалки 7 на рівних відстанях від осі пальця наклеєні тензодатчики Д1, Д2, Д3, Д4, які поєднувалися в напівміст. У такому випадку тензобалка сприймала виключно крутний момент, який виникав у досліджуваній парі тертя простого шарніра на універсальному стенді.

Крім цього, застосування спеціального пристрою (рис. 1) для дослідження простих шарнірів на універсальному стенді вимагає вимірювання параметрів, які наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 - Вимірювальні параметри при дослідженні на стенді простого шарніра

Параметри	Тип тензо- або вимірювального елемента
Розтягуюче зусилля на нерухомій частині пристрою	Тензоелемент розтягу
Момент тертя в простому шарнірі	Тензобалка кручення
Кут коливання верхньої рухомої частини пристрою	Потенціометр реохордного типу
Частоти пульсації навантаження	Тахогенератор ТГП-3А
Амплітуда коливань навантаження	Візуально за шкалою осцилографа
Частота коливань верхньої рухомої частини пристрою	Електрогодинник МЧ-62
Пришвидшення верхньої рухомої частини пристрою	Датчик пришвидшення

Отже, як видно із сказаного вище, виникає необхідність розробки методики, що дозволила б більшою мірою урахувати особливості роботи гусениці трактора в експлуатаційних умовах та відтворювати її на універсальному стенді в лабораторних умовах.

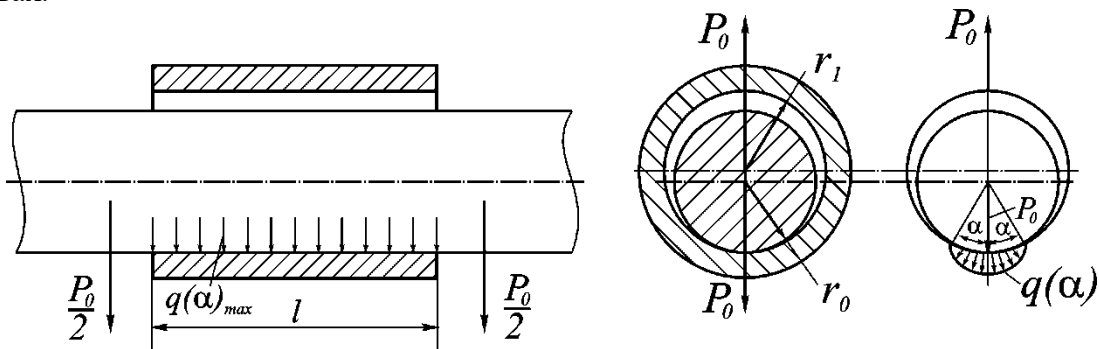


Рисунок 2 - Схема простого шарніра і сил, що діють на дотичних поверхнях пари втулка-палець

Для визначення момента (коефіцієнта) тертя в простих однопровушинних шарнірах нами проводилась підготовка експериментальних пар пальців і втулок до експерименту. Підготовка полягала в промиванні їх бензином і обдуванні стисненим повітрям, після чого ми їх монтували у спеціальній пристрій, який встановлювався на універсальний стенд [4]. Після цього, за визначеною програмою і нижченаведеною методикою, проводились дослідження шарнірів.

Теоретично швидкісні і відповідні їм кути коливання для ведучого і скеровуючого коліс визначали таким чином.

Кутова швидкість ведучого колеса дорівнює:

$$\varphi_{в.к.} = \frac{\pi \cdot n_{в.к.}}{30} \frac{рад}{с} \quad (1)$$

Використовуючи вираз швидкості руху трактора

$$v_T = 0,0166 \cdot l_0 \cdot z \cdot n_{в.к.} \text{ м/с} \quad (2)$$

і підставляючи значення $n_{в.к.}$ у вираз (1), отримаємо кутову швидкість складування траків гусениці залежно від швидкості руху трактора:

$$\dot{\varphi}_{в.к.} = \frac{\pi \cdot v_T}{30 \cdot 0,0166 l_0 z} = \frac{6,28 v_T}{l_0 z} \text{ с}^{-1} \quad (3)$$

Відповідно для скеровуючого колеса

$$v_T = 0,0322 \pi R n_{н.к.},$$

тоді отримаємо:

$$\dot{\varphi}_{н.к.} = \frac{\pi \cdot v_T}{30 \cdot 0,0332\pi R} = \frac{v_T}{0,996R} c^{-1}. \quad (4)$$

Кути перегину (складування) траків на ведучому і скеровуючому колесах визначаються так:

$$\varphi_{в.к.} = \frac{2\pi}{z} ABC; \quad \varphi_{н.к.} = 2 \operatorname{arctg} \frac{l_0}{D_{н.к.}}.$$

Для імітування на стенді середньої швидкості відносно складування простого однопровшинного шарніра використаємо відому залежність [4]

$$\dot{\varphi}_{ср.ш.} = 4k\varphi c^{-1}. \quad (5)$$

Використовуючи формули (3)–(5), отримаємо зв'язок між частотою коливань рухомої частини спеціального пристрою у стендових умовах і швидкістю руху трактора відповідно для ведучого і скеровуючого коліс:

$$\dot{\varepsilon}_{\dot{a}.\dot{\varepsilon}.} = \frac{1,58v_T}{\varphi l_0 z}; \quad \kappa_{н.к.} = \frac{v_T}{1,992\varphi D_{н.к.}}. \quad (6)$$

Величину коефіцієнта тертя для простого шарніра визначаємо за формулою:

$$\mu_{н.ш.} = \frac{M_{м.б.} + M_{м.н.}}{r_0 \cdot P_0}. \quad (7)$$

Величину момента тертя $M_{м.н.}$ у підшипниках кочення визначаємо провертанням пальця шляхом навантаження гилями рівноплечового важеля, який закріплено перпендикулярно до осі пальця (рис. 3). При цьому припускається, що величина момента тертя в підшипниках кочення (при наявності мастила) не залежить від відносної швидкості їхніх кілець.

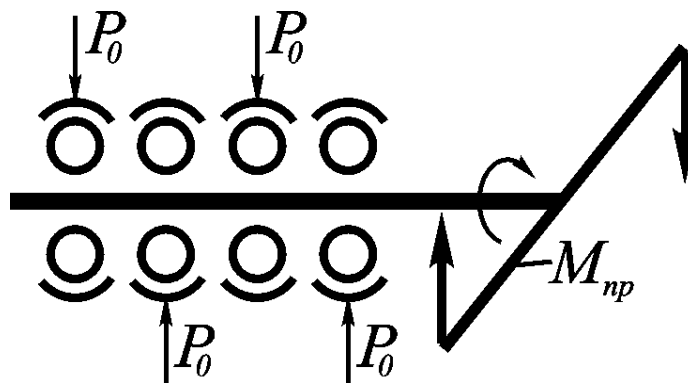


Рисунок 3 - Схема навантаження підшипників кочення при визначенні в них момента тертя

За даними вимірювань будували залежність момента тертя $M_T = f(T)$ у підшипниках від навантажувального зусилля T , яке прикладене до двох пар підшипників: $T = 2P_0$, тоді $M_{м.н.} = 0,5M_{np}$.

Максимальне значення розтягуючого зусилля визначається із співвідношення:

$$T = 0,65 \cdot G \cdot l / \sum_{i=1}^n l_i.$$

Діапазон навантажень T_{vi} , що відповідає швидкості руху трактора, знаходимо із тягової характеристики, приймаючи для кожної передачі максимальне значення навантаження на гаку P_z :

$$T_{v_i} = \frac{P_2}{2\eta_{z.p.}} \approx 0,556 \cdot P_2.$$

Для проведення досліджень з метою встановлення оцінки впливу геометричних параметрів і експлуатаційних факторів на величину і характер зміни моменту (коефіцієнта) тертя були виготовлені комплекти простих однопровушинних шарнірів, характеристика яких наведена в таблиці 2.

Таблиця 2 - Технічні характеристики простих шарнірів

Діаметр пальця, мм	Внутрішній діаметр втулки, мм	Матеріал виготовлення		Твердість, НRс		Довжина втулки, мм
		палець	втулки	палець	втулка	
22, 20	23, 21	Сталь 55*	Г-13Л*	56...58	26...28	70
22, 20	23, 21	Сталь 55*	Г-13Л*	56...58	26...28	30
22, 00	23, 00	Сталь 40X	Сталь 40X	45...50	45...50	70
22, 00	23, 00	Сталь 40X	Сталь 40X	45...50	45...50	30

* Палець і втулка виготовлені із траків гусениці трактора Т-150.

На рис. 4,5 наведено експериментальні залежності усередненого коефіцієнта тертя μ_0 у простих шарнірах, куди входили втулки ($l = 30$ мм і 70 мм), виготовлені зі сталі 40X + сталь 40X з радіусами $r_0 = 11$ мм, зазором $\varepsilon = 1,0$ мм, від відносної кутової швидкості (в межах $\varphi = 0,6...5,4$ рад/с).

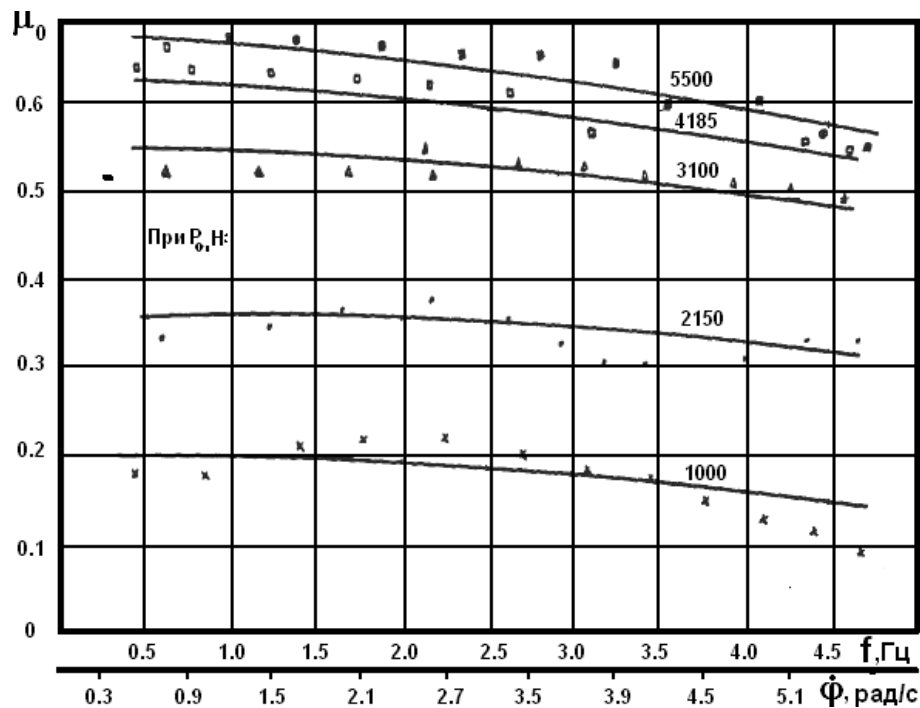


Рисунок 4 - Експериментальна залежність усередненого коефіцієнта тертя μ_0 у простому шарнірі від кутової швидкості φ при $l = 30$ мм, $r_0 = 11$ мм, $\varepsilon = 1,0$ мм (сталь 40X + сталь 40X)

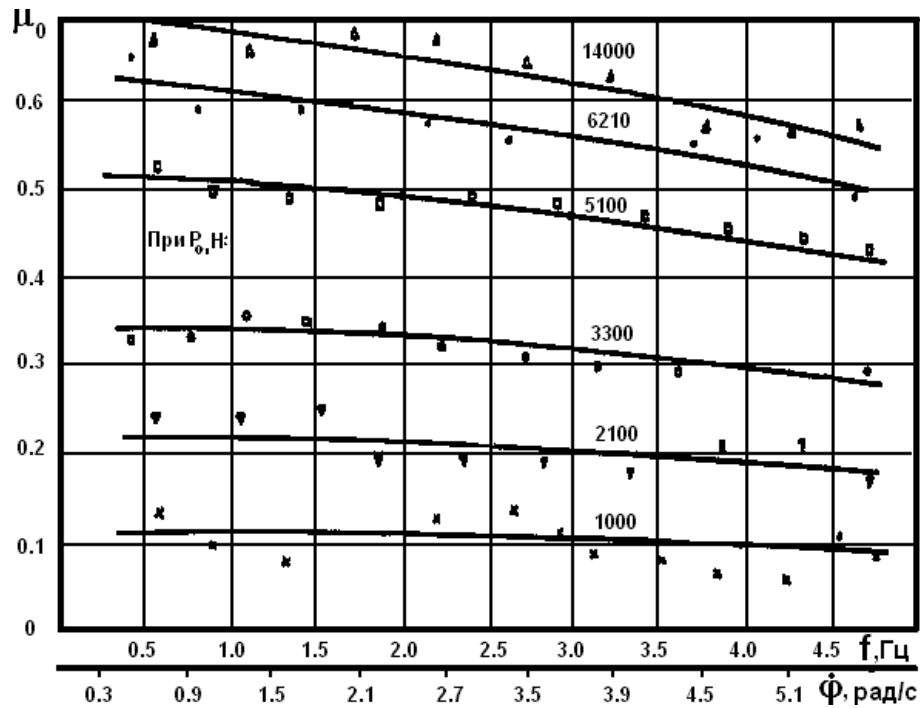


Рисунок 5 - Експериментальна залежність усередненого коефіцієнта тертя μ_0 у простому шарнірі від кутової швидкості $\dot{\phi}$ при $l = 70$ мм, $r_0 = 11$ мм, $\varepsilon = 1,0$ мм (сталь 40х + сталь 40х)

З графіків видно, що для шарнірів $l = 30$ мм і 70 мм залежність μ_0 за характером протікання однакова, але за темпом зростання відмінна. Так, для шарніра з $l = 30$ мм і кутовою швидкістю $\dot{\phi}$, яка змінюється від 0,5 до 5,4 рад/с при $P_0 = 2100$ Н коефіцієнт μ_0 зменшився з 0,370 до 0,310, а для шарніра $l = 70$ мм – з 0,220 до 0,088. При зростанні P_0 темп зменшення μ_0 зростає.

Підсумок експериментальних даних дає право стверджувати, що інтенсивність зменшення μ_0 з ростом $\dot{\phi}$ пов'язана з величиною контактних навантажень q_k . Ці навантаження підвищуються в усіх випадках з наростанням P_0 , однак для втулки $l = 30$ мм контактні навантаження q_k суттєво вищі порівняно з втулкою $l = 70$ мм, чим і пояснюється, що за всіх рівних умов інтенсивніше зменшення μ_0 для короткої втулки.

З підвищенням розтягуючих зусиль (див. рис. 4, 5 і 6) усереднений коефіцієнт μ_0 зростає. Конкретно, для шарніра $l = 30$ мм при $\dot{\phi} = 4,8$ рад/с, при зростанні зусилля P_0 від 1000 Н до 6000 Н μ_0 зростає більше ніж в 1,8 рази. Величина μ_0 для шарніра з $l = 30$ мм при всіх значеннях P_0 аж до 4500 Н на 30...35% вища, ніж для шарніра з $l = 70$ мм.

Важливим є те, що при навантаженні більше як $P_0 = 3000$ Н усереднений коефіцієнт тертя μ_0 при $l = 30$ мм, досягнувши значення 0,500 різко змінює свою закономірність і суттєво зменшується темп його зростання. Дане явище можна пояснити тим, що досягнута критична величина контактних навантажень q_k . Фактична площа контакту (ФПК) практично не зростає, оскільки настало повне „насичення” контакту в парі тертя. А для шарніра з $l = 70$ мм критичне навантаження q_k настає при $P_0 \approx 5900$ Н.

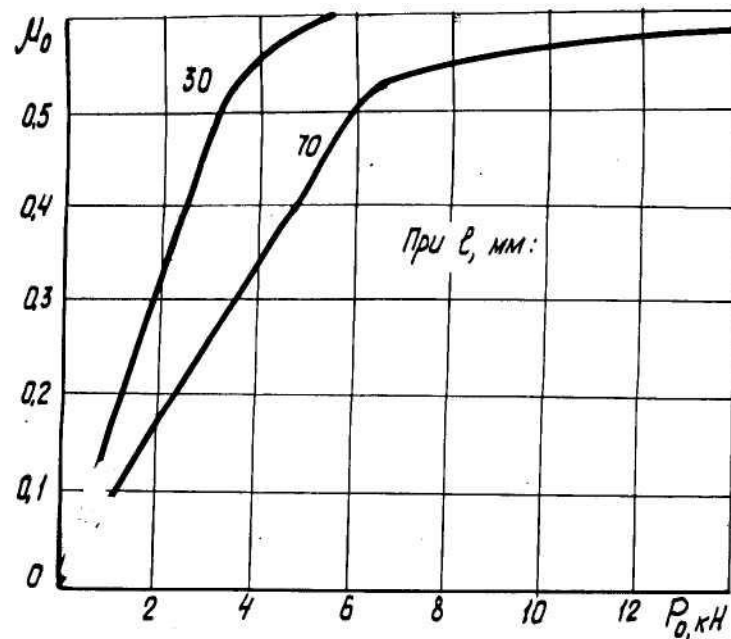


Рисунок 6 - Експериментальна залежність усередненого коефіцієнта тертя μ_0 в простих шарнірах від розтягуючого зусилля P_0 при $\dot{\varphi} = 4,8$ рад/с, $r_0 = 11$ мм, $\varepsilon = 1,0$ мм (сталь 40х+сталь40х)

Висновки

Запропонований пристрій, теоретично обґрунтована методика, наведена технічна характеристика простих однопроушинних шарнірів, які виготовлені з різних марок сталей із різною твердістю (HRC), дозволяють на універсальному стенді відтворити реальні умови роботи гусеничного шарніра в обводі трактора при його експлуатації і тим самим виявити раціональну конструкцію гусеничного шарніра з урахуванням конструктивних, геометричних, експлуатаційних параметрів і факторів. Наведені результати експериментальних досліджень дали змогу виявити критичні значення контактних навантажень q_k у простому шарнірі, а це, в свою чергу, надасть можливість прогнозувати раціональну конструкцію гусеничного шарніра і, відповідно, підвищити тяговий ККД гусеничного трактора.

In this article it is shown the technique of determination of the moment (coefficient) of friction at the universal stand in simple one-eye hinges which differ one from another in geometrical parameters, material, and also in operating conditions of their work on friction at different real load-speed modes. Such technique allows to take into account working features of the caterpillar hinge in real conditions and to predict the reduction of the moment of friction, and accordingly, the increase of efficiency of tractor's caterpillar.

Література

1. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е., Бочаров Н.Ф., Ксеневич И.П., Солонский А.С. Тракторы. Теория. – М.: Машиностроение, 1988.- 376с.
2. Колодійчук А.К. Потери на трение в шарнирах гусениц сельскохозяйственных тракторов и пути их снижения. Диссертация кандидата технических наук. М.: МАДИ, 1982.
3. Спиринов А.П., Колодійчук А.К., Хохлин В.Я. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – №4. – 1976. – С.54.
4. Колодійчук С.А., Драган М.С. та інші. Обладнання і аналіз методів експериментального визначення коефіцієнта тертя в шарнірах гусениць тракторів // Наукові нотатки міжвузівський збірник (за напрямком «Інженерна механіка»). Вип. 14 (серпень 2004). – Луцьк, 2004. – С. 137.
5. Патент України №71250А. Універсальний стенд для визначення коефіцієнта тертя в шарнірних з'єднаннях. Колодійчук С.А. Бюл. №11, 2004р.

Одержано 06.02.2006 р.