

Говорун А.Г., к.т.н., Корпач А.О., к.т.н., Сельський М.П., Куций П.В.

Національний транспортний університет, м. Київ

РЕЗУЛЬТАТИ ПОЛЬОВИХ ВИПРОБУВАНЬ ТРАКТОРА МТЗ-80 З РІЗНИМИ СПОСОБАМИ РЕГУЛЮВАННЯ ДИЗЕЛЯ

Приведено результати польових випробувань трактора МТЗ-80 з різними типами регуляторів, запропоновано методику визначення втрат енергії під час руху колісного транспортного засобу з дизелем за неусталених режимів, викликаних коливаннями рейки паливного насоса високого тиску.

Постановка проблеми.

Більшість дизелів колісних транспортних засобів (КТЗ) сільськогосподарського призначення обладнані всережимними механічними регуляторами частоти обертання, що можуть неоднозначно впливати на величину втрат енергії КТЗ за неусталеного руху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Одною з основних причин цих втрат є зміна сил в'язкого тертя, викликана відносними коливаннями рухомих деталей двигуна і трансмісії [1, 2]. В значній мірі втрати енергії КТЗ за неусталених режимів руху можуть визначати безпосередньо параметри регулятора, від яких залежать амплітуда коливань муфти регулятора і рейки паливного насоса.

Широко відомо, що підвищені коливання рейки паливного насоса високого тиску (ПНВТ) зі всережимним регулятором за умов неусталених режимів руху викликають збільшення витрати палива. Про це свідчать результати досліджень, проведені різними авторами [3-5].

Мета статті

Розробка методики визначення втрат енергії під час руху КТЗ з дизелем, викликаних коливаннями рейки ПНВТ, обладнаного різними типами регуляторів (всережимним і дворежимним).

Матеріали і результати дослідження

Для виключення впливу на результати експериментів суб'єктивних чинників під час випробувань трактора з різними типами регуляторів було створено однакові умови. Польові випробування проводились у відповідності з ДСТУ ISO 789:2006.

З врахуванням того, що практично всі технологічні сільськогосподарські роботи (за виключенням транспортних) виконуються за приблизно сталої швидкості руху, випробувальні заїзди трактора МТЗ-80 з причепом 2ПТС-4 (власна маса — 1530 кг, маса вантажу — 3500 кг) мірною ділянкою поля довжиною 500 м під час роботи з всережимним і дворежимним регуляторами здійснювались при фіксованому положенні важеля керування подачею палива.

Всі заміри витрати палива проводились з 6-разовою повторюваністю. Кожен новий заїзд виконувався поза колією попередніх. Крім вимірювання витрати палива також здійснювався запис коливань рейки ПНВТ за допомогою вимірювального комплексу, який включає датчик переміщення рейки, USB-осцилограф та ПЕОМ.

За результатами заїздів визначалось середнє арифметичне значення витрати палива $G_{Псеп}$ дизелем на мірній ділянці. За результатами заїздів з різними типами регуляторів оцінювалась економічність роботи, причому за базову приймалась витрата палива дизеля зі штатним (всережимним) регулятором:

$$E = \frac{G_{Псеп}^B - G_{Псеп}^D}{G_{Псеп}^B} 100\%, \quad (1)$$

де $G_{Псеп}^B$, $G_{Псеп}^D$ — середня витрата палива з всережимним та дворежимним регуляторами відповідно.

У зв'язку з малою кількістю замірів похибки вимірювань визначались з використанням табличних коефіцієнтів Стьюдента. Середня квадратична похибка вимірювання витрати палива визначалась за залежністю

$$S_i = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (G_{Псеп} - G_{Пi})^2}{n-1}}, \quad (2)$$

де n — число замірів;

$G_{Пi}$ — витрата палива в i -му заїзді.

Середня квадратична похибка різниці витрат палива з всережимним і дворежимним регуляторами

$$S_{сеп} = \sqrt{S_g^2 + S_d^2}, \quad (3)$$

де S_g , S_d — середні квадратичні похибки вимірювань витрати палива з всережимним і дворежимним регуляторами відповідно.

Відносні межі довірчого інтервалу (коефіцієнт варіації помилки середнього арифметичного):

$$W = \frac{t_{\alpha,n} S_{сеп}}{G_{Псеп}^B \sqrt{n}} 100\%, \quad (4)$$

де $t_{\alpha,n}$ — коефіцієнт Стьюдента;

α — довірча ймовірність (коефіцієнт надійності);

n — кількість вимірів.

Довірчий інтервал економічності трактора МТЗ-80 з дворежимним регулятором у порівнянні з всережимним

$$D = E \pm W. \quad (5)$$

На рис. 1 показано приклади осцилограм коливань рейки ПНВТ під час руху трактора мірною ділянкою з всережимним і дворежимним регуляторами.

З рис. 1 видно, що амплітуда коливань рейки ПНВТ і, відповідно, пропорційна їй амплітуда коливань крутного моменту з всережимним регулятором майже в 5 разів більша, ніж з дворежимним.

Результати обробки осцилограм приведено в табл. 1.

Результати вимірювання витрати палива двигуном трактора МТЗ-80 на мірній ділянці поля з всережимним і дворежимним регуляторами приведено в табл. 2

З табл. 2 видно, що середнє значення витрати палива на мірній ділянці поля з дворежимним регулятором менше, ніж з всережимним на 15,7 %.

Для оцінки похибок вимірювань було складено табл. 3 з обробки результатів вимірювань витрати палива під час польових випробувань з використанням таблиць Стьюдента [6].

За прийнятого коефіцієнта надійності (довірчої ймовірності) $\alpha = 0,9$ економія палива складає 10,41...20,99 %.

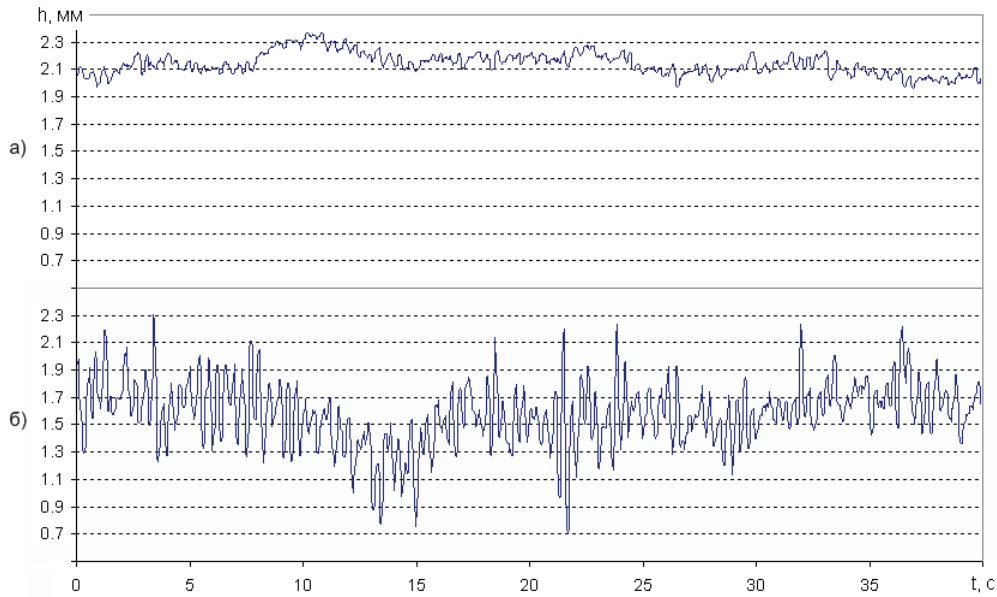


Рис. 1. Осцилограми коливань рейки ПНВТ під час руші трактора МТЗ-80 з різними регуляторами:
а) дворежимним, б) всережимним

Таблиця 1

Середні значення амплітуди і періоду коливань рейки ПНВТ зі всережимним і дворежимним регуляторами

Тип регулятора	Середні значення		
	амплітуди коливань рейки ПНВТ A_h , мм	амплітуди коливань крутного моменту A_M , Нм	періоду коливань рейки ПНВТ T , с
Всережимний	0,4	38,4	0,36
Дворежимний	0,08	7,68	0,45

Таблиця 2

Витрата палива трактора МТЗ-80 з причепом 2ПТС-4 на мірній ділянці поля

Номер заїзду	Час заїзду t_3 , с	Витрата палива на заїзд, л	Швидкість руху, км/год	Витрата палива $G_{П}$, л/км	
Всережимний регулятор	1	141,83	0,25	12,69	0,5
	2	153,4	0,245	11,73	0,49
	3	152,66	0,25	11,71	0,5
	4	158,04	0,247	11,39	0,494
	5	153,24	0,225	11,75	0,45
	6	149,14	0,237	12,07	0,474
		$t_{зсер} = 151,55$		$V_{сер} = 11,9$	$G_{Псер}^6 = 0,485$
Дворежимний регулятор	1	146,26	0,22	12,31	0,44
	2	143,24	0,198	12,57	0,396
	3	145,23	0,216	12,39	0,432
	4	143,24	0,195	12,57	0,39
	5	148,51	0,208	12,12	0,416
	6	145,75	0,189	12,35	0,378
		$t_{зсер} = 145,37$		$V_{сер} = 12,38$	$G_{Псер}^0 = 0,409$

Таблиця 3

Оцінка похибки вимірювань витрати палива під час руху трактора
мірною ділянкою поля

Параметр	Всережимний регулятор	Дворежимний регулятор
$S_i, л/км$	0,0195	0,0246
$S_{сер}, л/км$	0,0314	
α	0,9	
$t_{\alpha,n}$	2	
$W, \%$	5,29	
$D, \%$	15,7±5,29	

До завдання даних досліджень входила розробка експериментальної методики визначення коефіцієнта демпфування ξ , який входить в рівняння вільних коливань системи (трансмисії).

$$I_{np} \frac{d^2\phi}{dt^2} + \xi \frac{d\phi}{dt} + c\phi = 0, \quad (6)$$

де I_{np} — приведений до осі колінчастого вала момент інерції рухомих мас;

ϕ — приведений до осі колінчастого вала кут закручування;

ξ — коефіцієнт демпфування;

c — приведена крутильна жорсткість коливальної системи.

В даному випадку момент демпфування $M_o = \xi \frac{d\phi}{dt}$ становить собою величину моменту, який враховує всі види втрат енергії в коливальній системі.

Прийmemo величину втрат енергії в коливальній системі пропорційно і лінійно залежною від величини амплітуди коливань крутного моменту, тобто від величини коливань рейки ПНВТ, тоді з урахуванням того, що збільшення витрати палива з всережимним регулятором на мірній ділянці поля складає 15,7±5,29 %, можна визначити кількість втраченої на демпфування теплоти Q_{Π} , яка міститься у перевитраченому паливі, $кДж/км$:

$$Q_{\Pi} = (G_{Псер}^B - G_{Псер}^D) h_n \rho_n \cdot 10^{-3}, \quad (7)$$

де h_n — нижча теплота згорання палива, для дизельного палива $h_n = 42500 кДж/кг$;

ρ_n — густина (дизельного) палива, $кг/м^3$.

За фізичною суттю Q_{Π} — приріст втрат теплоти під час руху трактора з всережимним регулятором, який має більше значення амплітуди коливань по відношенню до втрат при дворежимному регулюванні, яке має меншу амплітуду коливань.

Знаючи час, протягом якого була витрачена ця кількість теплоти, можна визначити середнє значення втраченої потужності $N_B, Вт$:

$$N_B = \frac{Q_{\Pi}}{t} 10^3, \quad (8)$$

де t — середньоарифметичний час руху трактора одним кілометром мірної ділянки, $с/км$;

η_e — ефективний ККД двигуна.

Середнє значення приведенного кута закручування колінчастого вала від середньої амплітуди коливань крутного моменту

$$\Delta\phi_{сер} = \frac{A_M}{c}, \quad (9)$$

де c — приведена до осі колінчастого вала крутильна жорсткість всіх елементів трансмісії, $Hm/рад$.

За середнім значенням втраченої потужності визначимо середнє значення втраченого моменту, Hm

$$M_B = \frac{N_B \cdot 9550}{n_{сер} \cdot 10^3}, \quad (10)$$

де $n_{сер}$ — середнє значення частоти обертання колінчастого вала двигуна під час руху мірною ділянкою поля, $хв^{-1}$.

Приріст коефіцієнта демпфування визначаємо за залежністю

$$\Delta\xi = M_B \frac{dt}{d\phi}, \quad (11)$$

замінивши похідну $\frac{d\phi}{dt}$ на приріст кінцевих величин за $\frac{1}{4}$ періоду коливань $4 \frac{\Delta\phi_{сер}}{T}$, отримаємо

$$\Delta\xi = M_B \frac{T}{4\Delta\phi_{сер}}. \quad (12)$$

Результати розрахунків коефіцієнта демпфування наведено в табл. 4.

Таблиця 4

Результати розрахунків зміни коефіцієнта демпфування

Економія палива на 1 км	Втрати теплоти, $кДж/км$	Втрачена потужність, $Вт$	Приведений кут закручування	Середнє значення періоду коливань, $с$	Втрачений момент, Hm	Приріст коефіцієнта демпфування, $Hm/рад$
0,076	2680,9	2661	0,037	0,36	17,17	41,77

У відповідності з прийнятою умовою, що коефіцієнт демпфування ξ лінійно залежить від амплітуди коливань крутного моменту двигуна, викликаного коливаннями рейки ПНВТ, коефіцієнт демпфування простіше всього визначити, використовуючи графічну залежність зміни ξ від амплітуди коливань крутного моменту, що показана на рис. 2, прийнявши, що втрати енергії дорівнюватимуть 0 за відсутності коливань моменту.

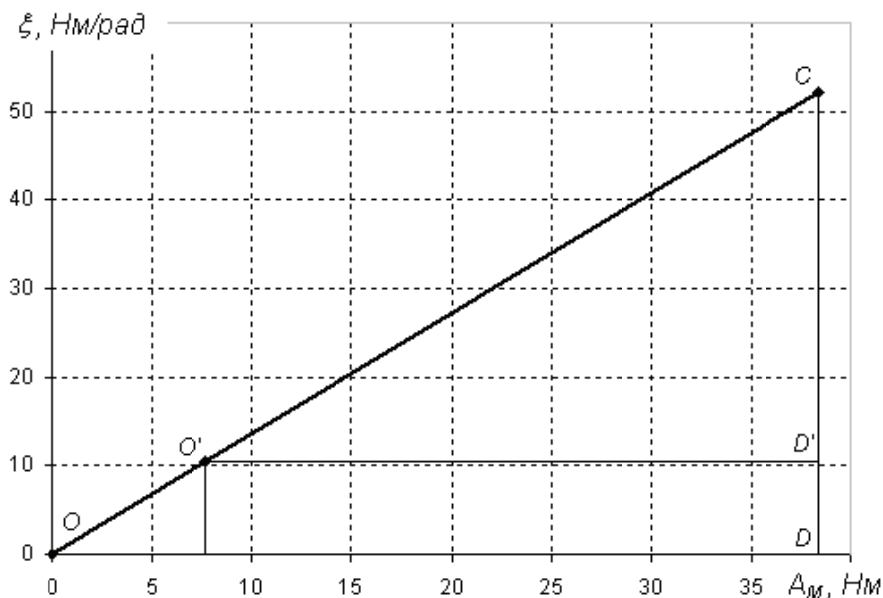


Рис. 2. Зміна коефіцієнта демпфування в залежності від амплітуди коливання крутного моменту

З подібності трикутників OCD і O_1CD_1 лінійною пропорцією визначаємо величину ξ

$$\xi = \Delta\xi \frac{A_M^e}{A_M^e - A_M^o} \quad (13)$$

Висновки

Таким чином, в результаті польових випробувань КТЗ за запропонованою методикою визначено коефіцієнт демпфування ξ , який враховує втрати енергії двигуна при русі КТЗ за умов неусталених навантажень з різними типами регуляторів.

Список літератури

1. Тимошенко С.П. Теория колебаний в инженерном деле / С.П. Тимошенко. — М., Л.: ГНТИ, 1932. — 340 с.
2. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / Вихерт М.М. и др. — М.: Машиностроение, 1964. — 552 с.
3. Болтинский В.М. Разгон машинно-тракторных агрегатов на повышенных скоростях / В.М. Болтинский // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. — 1963. — №3. — С. 1-9
4. Ждановский Н.С. Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа / Н.С. Ждановский, А.И. Ковригин, В.С. Шкрабак, А.В. Соминич. — Л.: Машиностроение (Ленинградское отделение), 1974. — 224 с.
5. Багиров Д.Д. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин / Д.Д. Багиров, А.В. Златопольский. — М.: Машиностроение, 1974. — 220 с.
6. Зайдель А.Н. Элементарные оценки ошибок измерений / А.Н. Зайдель. — Л.: Наука, 1967.

Стаття надійшла до редакції 14.07.10

© Говорун А.Г., Корпач А.О., Сельський М.П., Куций П.В., 2010