УДК 621.222

ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРНИХ ГІДРОЦИЛІНДРІВ НА ЇХ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ

О. В. Надточій, Л. Л. Тітова

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: titovall@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2019, акцептовано – серпень 2019.

Бібл. 10, рис. 5, табл. 1.

Анотація. Проведено теоретичний аналіз впливу силового режиму роботи гідроциліндра на його працездатність. Визначено п'ятикратне підвищення величини реакцій з боку кришки та гільзи циліндра залежно від положення поршня гідроциліндра задньої навіски трактора. Визначені основні причини зношення робочих поверхонь тертя у вертикальній площині, що призводять до утворення прогину гідроциліндра і, як наслідок, збільшення швидкості зношення та скорочення ресурсу.

Ключові слова: гідроциліндр, відмови, радіальна реакція, працездатність, контактні напруження, сила тертя, гідравлічний тиск.

Постановка проблеми

У силових гідравлічних приводах сільськогосподарської техніки застосовуються гідроциліндри, робота яких полягає в перетворенні енергії, отриманої через робочу рідину від насоса, в механічну енергію зворотно-поступального руху для переміщення різних навісних та причіпних знарядь.

За даними останніх досліджень, частка поступових відмов гідроциліндрів тракторів ЮМЗ, МТЗ на 70% від загального ремонтного фонду пов'язана зі зношеністю його деталей. При цьому 80% -ний гамма-ресурс нових гідроциліндрів складає близько 5000 годин роботи трактора, що майже в 2 рази нижче ресурсу, зазначеного в документації розробниками [1-3]. При цьому безвідмовність гідроциліндра безпосередньо визначається герметизуючою здатністю його ущільнюючих вузлів і навантажувальною здатністю довгомірних елементів (штоку, циліндра).

Аналіз останніх досліджень

Умови експлуатації гідроциліндра навіски трактора характеризуються двома групами факторів: зовнішніми (тиск, температура, вологість і

запиленість навколишнього повітря) і внутрішніми (чистота робочої рідини в гідросистемі, її тиск, температура, в'язкість, щільність (питома вага)). Робочий процес гідроциліндра залежить від кута його нахилу до поверхні тяжіння (горизонту) і робочим переміщенням штока [4, 5]. Він включає в себе інтенсивність роботи гідроциліндра в часі та швидкість руху штока. До навантажень, що діють на гідроциліндр в загальному випадку, слід віднести статичні і динамічні навантаження, а також навантаження, зумовлені експлуатаційною деформацією гідроциліндра і кінематикою приводу.

Очевидно, що з позиції надійності гідроциліндра всі перераховані вище величини мають значення при оцінці показників, головним чином, таких властивостей надійності, як безвідмовність і довговічність.

Мета досліджень

Домінуючий вплив на надійність гідроциліндрів надають експлуатаційні фактори, в тому числі силові взаємодії деталей тертя.

Результати досліджень

Розглянемо умови роботи деталей силових гідроциліндрів на прикладі гідроциліндра ЦГ-100.40x200.01-03, встановленого на навіску трактора ЮМЗ, МТЗ, який має такі технічні характеристики: максимальний гідравлічний тиск оливи - $P_r = 16$ МПа; діаметр поршня - $d_n = 100$ мм; хід поршня - $S = 200$ мм; діаметр штока - $d_{ш} = 40$ мм; діаметр пальця шарніра $d_{шш} = 25$ мм; тягове зусилля на штоку - $P_{ГЦ} = 105,5$ кН; номінальна швидкість руху поршня - $V_{П} = 0,15$ м/с.

Приклади можливих положень ланок гідроциліндра при підйомі вантажу від початкового

положення (АС₁В) до кінцевого (АС_пВ) зображено на рис. 1. Кінематичні параметри ланок для 11 варіантів (взято довільно з кроком руху поршня 20 мм) положення гідроциліндра навіски приведені в таблиці 1.

Рис. 1. Моменти положення ланок гідроциліндра навіски.

Fig. 1. Highlights of the position of the parts of a hydraulic cylinder linkage.

Таблиця 1. Параметри зміни положення ланок силового гідроциліндра навіски при підйомі та опусканні вантажу.

Table 1. Settings changing the position of the parts of the power cylinder hinge when lifting and lowering.

Параметр	Поточне значення параметра										
S, мм	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
α , °	131	119,6	109,6	100,5	91,87	83,54	75,3	67	58,45	49,42	39,26
β , °	9,83	11,38	12,3	12,88	13,1	13,03	12,7	12,12	11,27	10,11	8,53

Рис. 2. Схема сил, які діють на шток і поршень силового гідроциліндра: 1 - плита трактора; 2 - гільза; 3 - поршень; 4 - кришка; 5 - шток; 6 - важіль навішування.

Fig. 2. Diagram of the forces acting on the rod and the piston of the power cylinder.

Ці моменти тертя в свою чергу визначають виникнення реакцій з боку кришки R_k і гільзи циліндра R_n . Зазначені реакції визначають величину сил тертя F_{mp} на штоку і поршні.

Для початкового положення поршня в гідроциліндрі (крайне ліве) при $S = 0$, $\alpha = 39,26^\circ$ кінематика описується наступною системою рівнянь:

$$\sum (F_i)_x = R_{uc}^{\max} - 0,25 \cdot \pi (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot P_{\Gamma}^{\max} + f_k \cdot R_k + f_{II} \cdot R_{II} = 0; \quad (1)$$

$$\sum (F_i)_y = R_{II} - R_k = 0; R_{II} = R_k = R; \quad (2)$$

$$\sum (M_i)_B = 50 \cdot R_k - M_{mp}^C = 50 \cdot R_k - 0,5 \cdot R_{uc}^{\max} \cdot f_{uc} \cdot d_{mu} = 0 \quad (3)$$

Приймаючи до уваги, що $f_k = f_{II} = f$ та зважаючи на (1) і (3) маємо:

$$R = R_{\max} = \frac{0,25 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot P_{\Gamma}^{\max} - R_{uc}^{\max}}{2 \cdot f} = \frac{0,5 \cdot R_{uc}^{\max} \cdot f_{uc} \cdot d_{mu}}{50} \quad (4)$$

$$R_{uc}^{\max} = \frac{0.25 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot P_{\Gamma}^{\max}}{1 + f \cdot f_{uu} \cdot d_{mu}/50} \quad (5)$$

Зважаючи на значення коефіцієнті тертя деталей штокового і поршневого вузлів, а саме $f = 0,1$ (тертя сталь по сталі із змащуванням) і $f_{uu} = 0,15$ (тертя сталь по сталі без змащування) в шарнірному з'єднанні підставивши в (5) отримуємо, що при максимальному тиску гідравлічної рідини $P_{\Gamma}^{\max} = 16$ МПа максимальне значення реакції $R_{uc}^{\max} = 104720$ Н.

Тоді складові, які діють уздовж (R_p) і впоперек (R_B) важеля визначаємо:

$$\begin{aligned} R_p &= R_{uc}^{\max} \cdot \cos(\alpha) = \\ &= 104720 \cdot \cos(39.26) = 81077 \text{ Н,} \\ R_B &= R_{uc}^{\max} \cdot \sin(\alpha) = 104720 \cdot \sin(39.26) = \\ &= 66072 \end{aligned} \quad \text{Н = const.} \quad (6)$$

Для довільного положення важеля навіски

$$\begin{aligned} R_p &= \frac{R_B}{\tan(\alpha)} \cdot \\ \sum (F_i)_x &= R_p \cdot \cos(\alpha) + R_B \cdot \sin(\alpha) - \\ &- 0.25 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot P_{\Gamma} + 2fR = \\ &= \frac{R_B \cdot \cos(\alpha)}{\tan(\alpha)} + R_B \cdot \sin(\alpha) + \\ &+ 2 \cdot f \cdot R - 0.25 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot P_{\Gamma} = 0 \end{aligned} \quad ; \quad (7)$$

Тиск в гідросистемі P_{Γ} протягом робочого руху поршня змінюється виходячи з (7) наступним чином:

$$P_{\Gamma} = \frac{\frac{R_B}{\sin(\alpha)} + 2fR}{0.25 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2)} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \sum (F_i)_x &= R_{uc}^{\max} - \\ &- 0.25 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot P_{\Gamma} + 2fR = 0 \\ \sum (F_i)_y &= R_{II} - R_K = 0; \quad R_{II} = R_K = R; \\ \sum (M_i)_B &= R \cdot (50 + S_x) - \\ &- M_{mp}^C = R \cdot (50 + S_x) - \\ &- 0.5 \cdot R_{uc} \cdot f_{uu} \cdot d_{mu} = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

Прирівнявши (9) і (11) маємо рівність:

$$\begin{aligned} 0.125 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot P_{\Gamma} f_{uu} d_{mu} &= \\ &= R(50 + S_x + f_{uu} d_{mu}) \end{aligned} \quad (12)$$

звідки

$$R = \frac{0.125 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot P_{\Gamma} f_{uu} d_{mu}}{(50 + S_x + f_{uu} d_{mu})},$$

Підставляючи вираз (8) з врахуванням (6) у вираз (12):

$$\begin{aligned} 0.125 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot \\ \cdot \frac{R_B / \sin(\alpha) + 2fR}{0.25 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2)} \cdot f_{uu} \cdot d_{mu} &= \\ R = \frac{R_B / \sin(\alpha) + 2fR}{(50 + S_x + f_{uu} d_{mu})} \cdot f_{uu} \cdot d_{mu} \end{aligned} \quad (13)$$

$$d_{II} := 100 \quad d_{III} := 40 \quad d := 25 \quad f := 0.1 \quad f_{II} := 0.15$$

$$i := 0..10$$

$$R := \frac{33036 \cdot f_{II} \cdot d}{\sin(\alpha) \cdot (50 + S + f \cdot f_{II} \cdot d - f)} \quad R_{uc} := \frac{66073}{\sin(\alpha)} - 2 \cdot f \cdot R \quad P_{\Gamma} := \frac{\frac{66073}{\sin(\alpha)} + 2 \cdot f \cdot R}{0.25 \cdot \pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2)} \quad F_{тр} := f \cdot R$$

R =		R _{uc} =		F _{тр} =		P _Γ =	
	0		0		0		0
0	3.265·10 ³	0	8.689·10 ⁴	0	326.5	0	13.369
1	2.028·10 ³	1	7.561·10 ⁴	1	202.8	1	11.584
2	1.456·10 ³	2	6.983·10 ⁴	2	145.6	2	10.678
3	1.142·10 ³	3	6.697·10 ⁴	3	114.2	3	10.22
4	951.457	4	6.592·10 ⁴	4	95.146	4	10.049
5	829.656	5	6.633·10 ⁴	5	82.966	5	10.104
6	752.213	6	6.816·10 ⁴	6	75.221	6	10.377
7	707.312	7	7.164·10 ⁴	7	70.731	7	10.901
8	691.35	8	7.74·10 ⁴	8	69.135	8	11.773
9	708.345	9	8.685·10 ⁴	9	70.835	9	13.208
10	782.181	10	1.043·10 ⁵	10	78.218	10	15.849

Рис. 3. Лістинг розрахунку реакцій шарніру і гільзи та сил тертя.

Fig. 3. Listing of calculation of reactions and the hinge sleeve and the friction forces.

Після нескладних перетворень (13) отримаємо:

$$R = \frac{R_B \cdot f_{uc} \cdot d_{nu}}{2 \sin(\alpha) (2 f_{uc} \cdot d_{nu} + 50 + S_x - f)} = \frac{33036 f_{uc} d_{nu}}{\sin(\alpha) (2 f_{uc} \cdot d_{nu} + 50 + S_x - f)} \quad (14)$$

З рівняння (9) враховуючи (6) і (8) маємо наступний вираз:

$$R_{uc} = \frac{\frac{66072}{\sin(\alpha)}}{(2 f_{uc} \cdot d_{nu} / 50 + S_x - f)} \quad (15)$$

На рис. 4 і рис. 5 представлені залежності реакцій шарніру R_{uc} , кришки і гільзи $R_{II} = R_K = R$ та сили тертя між штоком і кришкою гідроциліндра ($F_{mp} = fR$) і зміну робочого тиску P_r гідросистеми залежно від ходу поршня S гідроциліндра, отримані з врахуванням (14), (15) та (8).

Рис. 4. Залежність значень реакцій шарніру та реакцій кришки і гільзи.

Fig. 4. Dependence of the values of the joint reactions and the reactions of the cap and the sleeve.

Даний рисунок демонструє, що мінімального значення реакція R_{uc} і тиск в гідросистемі P_r досягаються при положенні поршня $S = 80$ мм і становить 691,35 Н (табл. 1). Це зв'язано з тим, що при цих положеннях поршня, кут між віссю штока і важелем навіски трактора складає кут близький до 90°, реакція шарніра R_{uc} при цьому кількісно рівна реакції підйому навіски $R_{uc} = R_B$.

При значеннях кута між віссю штока і важелем навішування трактора, відмінному від 90°, гідроциліндру необхідно подолати більший опір для піднімання навіски, а для цього необхідне підвищення тиску в гідросистемі P_r , що в свою чергу призводить до збільшення і реакції R_{uc} .

Максимальні значення реакції R_{uc} і тиску в гідросистемі P_r досягаються на кінці підйому навіски трактора. В цьому положенні значення сили тертя і реакції кришки і гільзи R мінімальні. Ці значення відповідають ходу поршня $S = 160$ мм. Максимальні ж значення сили тертя F_{mp} і реакції

кришки і гільзи R досягаються на початку підйому навіски – при максимально близькій відстані між поршнем і кришкою.

Рис. 5. Залежність значень сили тертя та тиску в гідросистемі.

Fig. 5. Dependence of the values of the friction force and hydraulic pressure.

Однак, більше половини ходу циліндра, при положеннях поршня від 86,52 до 200 мм (табл. 1), величина сил реакцій кришки і гільзи $R_{II} = R_K = R$ змінюється незначно і має середнє значення, рівне приблизно 700 Н. Таким чином, значення сил реакцій R і сила тертя F_{mp} деталей штокового і поршневого ущільнюючих вузлів змінюються в процесі всього робочого циклу гідроциліндра, що призводить до нерівномірного зносу робочих поверхонь зон тертя.

Слідуючи методиці [6] оцінимо рівень максимальних контактних напружень в зоні тертя «передня кришка циліндра - шток».

Паспортні значення з'єднання, що контактує: діаметр отвору кришки $d_{KP} = 40^{+0.05}$ мм; довжина зони контакту $l = 35$ мм; діаметр штока гідроциліндра $d_{ш} = 40_{-0.1}^{-0.032}$ мм; середнє значення

$$\Delta = \left(\frac{40 + (40 + 0.05)}{2} \right) -$$

$$\text{зазору на діаметр} - \left(\frac{(39 - 0.032) + (39 - 0.1)}{2} \right) =$$

$$= 40.025 - 39.934 = 0.091$$

мм, а відношення середніх діаметрів кришки і штока

$$a = \frac{40.025}{39.934} = 1.0023.$$

Для максимального значення реакції $R_{max} = 3265$ Н (рис. 3, рис. 4) величина зусилля для циліндрів однакового розміру стиснення при відсутності зазору ($a = 1$) складе:

$$\sigma_{CT} = \frac{R_{max}}{l \cdot d_{ш}} = \frac{3265}{35 \cdot 40} = 2,33 \text{ МПа},$$

Максимальні контактні напруження по Герцу визначаємо за залежністю:

$$\sigma_{max} = 0.6 \cdot \sigma_0' \sqrt{\sigma_{CT} \cdot E} \quad (16)$$

Безрозмірна величина σ_0 визначається із графіка [6] для значення циліндра в циліндричному увігнутому гнізді.

Рис. 6. Залежність максимальних контактних навантажень від зазору між штоком і отвором циліндру.

Fig. 6. Dependence of maximum contact loads of clearance between the rod and cylinder bore.

На рис. 6 приведено наближені залежності максимальних контактних напружень від зазору (між штоком і кришкою циліндра).

Виконаний розрахунок для варіанту з'єднання: «сталь40Х – сірий чавун СЧ 21-40». Для цього з'єднання $E = 1,24 \cdot 10^5$ МПа.

З рис. 6 слідує, що при $a = 1,0023$ (початковий зазор $\Delta = 0,092$ мм) максимальні контактні напруги рівні $\sigma_{\max} = 2,774$ МПа; при $a = 1,0062$ ($\Delta = 0,30$ мм) напруги зростають до 10,44 МПа, тобто на 276% (майже втричі).

Висновки

Таким чином, з проведеного теоретичного аналізу випливає, що на працездатність гідроциліндра значний вплив робить силовий режим роботи, який призводить до виникнення значних реакцій з боку кришки та гільзи циліндра. При цьому величина реакцій в передньому положенні поршня практично майже п'ять разів більше реакцій, що реалізуються в задньому положенні. Все це зумовлює виникнення у вертикальній площині значне зношення робочих поверхонь деталей, які контактують і збільшення зазорів в рухомих ущільнювальних вузлах. У свою чергу зростання зазорів призводить з часом до утворення значного прогину гідроциліндра у вертикальній площині, в результаті якого реакції в зоні тертя підвищуються, а це призводить до збільшення швидкості зношення і скорочення ресурсу. Виходом з цього положення може бути подальший аналіз матеріалів для заміни штатного ущільнення на полімерне, для зниження максимальних контактних напружень і, як наслідок, збільшення ресурсу роботи гідроциліндра.

Список літератури

1. Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: учеб. для вузов. Харьков: ХНАДУ, 2009. 340 с.
2. Иванов Р. В. Диагностирование ДВС по параметру мощности механических потерь: автореф. дис. Канд. техн. наук. Волгоград, 2010. 40 с.
3. Ждановский Н. С. Термодинамический анализ параметров конца сжатия при пуске дизеля. Энергомашиностроение. 2017. №8. С. 18-19.
4. Дробышевский Ч. В., Боровиков В. Ф., Фахрутдинов А. Г., Лазурко В. П. Оценка термодинамических параметров заряда на пусковых режимах и возможности пуска. Двигателестроение. 2019. №11. С. 9-10.
5. Болдырев И. В. Математическая модель пуска двигателя. Двигателестроение. 2014. №6. С. 14-16.
6. Сараева И. Ю. Исследование закона распределения случайной величины компрессии // Автомобильный транспорт. 2011. №29. С. 199-206.
7. Суранов Г. И. Уменьшение износа автотракторных двигателей при пуске. Москва. Колос, 2012. 143 с.
8. Понизовский А. Ю. Оценка технического состояния цилиндропоршневой группы автотракторных дизелей по разным расходам воздуха на впуске и выпуске в пусковом режиме: автореф. дис. Канд. техн. наук. Новосибирск, 2010. 111 с.
9. Пичугин А. И. Повышение эффективности диагностики цилиндро-поршневой группы автомобильных двигателей с помощью совершенствования методов и средств распознавания ее состояния. Автореф. дис. канд. техн. наук. Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова. Саратов, 2011. 23 с.
10. Rogovskii Ivan, Titova Liudmyla, Novitskii Andriy, Rebenko Victor. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, pp. 291-298. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N451. Scopus.

References

1. Dyachenko V. G. (2009). Theory of internal combustion engines: textbook. for universities. Kharkov: KHNADU, 340.
2. Ivanov R. V. (2010). Diagnosis of internal combustion engines by the parameter of the power of mechanical losses: abstract dis. Cand. tech. sciences. Volgograd, 40.
3. Zhdanovsky N. S. (2017). Thermodynamic analysis of compression end parameters at diesel start Power engineering. No. 8. 18-19.
4. Drobyshevsky Ch. V., Borovikov V. F., Fakhrutdinov A. G., Lazurko V. P. (2019). Evaluation of the thermodynamic parameters of the charge in starting conditions and the possibility of starting. Engine building. No. 11. 9-10.

5. *Boldyrev I. V.* (2014). Mathematical model of engine starting. *Engine building*. No. 6. 14-16.
6. *Saraeva I. Yu.* (2011). Investigation of the distribution law of a random value of compression. *Automobile Transport*. No. 29. 199-206.
7. *Suranov G. I.* (2012). Reduced wear on tractor engines during start-up. Moscow. Kolos, 143.
8. *Ponizovsky A. Yu.* (2010). Assessment of the technical condition of the cylinder-piston group of automotive diesel engines for various air flow rates at the inlet and outlet in the starting mode: abstract dis. Cand. tech. sciences. Novosibirsk, 111.
9. *Pichugin A. I.* (2011). Improving the efficiency of diagnosis of a cylinder-piston group of automobile engines by improving methods and means of recognizing its condition. Abstract. dis. Cand. tech. Sciences. Saratov State Agrarian University. N.I. Vavilova. Saratov. 23.
10. *Rogovskii Ivan, Titova Liudmyla, Novitskii Andriy, Rebenko Victor.* (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development"*. Jelgava, Latvia, May 22-25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, 291-298. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N451. Scopus.

Key words: hydraulic cylinder, failure, radial response, efficiency, contact voltage, friction force, hydraulic pressure.

О. В. Надточій ORCID 0000-0002-1849-9538.
Л. Л. Тітова ORCID 0000-0001-7313-1253.

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРНЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ НА ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ

А. В. Надточій, Л. Л. Тітова

Аннотация. Проведен теоретический анализ влияния силового режима работы гидроцилиндра на его работоспособность. Определено пятикратное повышение величины реакций со стороны крышки и гильзы цилиндра в зависимости от положения поршня гидроцилиндра задней навески трактора. Определены основные причины износа рабочих поверхностей трения в вертикальной плоскости, приводящие к образованию прогиба гидроцилиндра и, как следствие, увеличение скорости износа и сокращения ресурса.

Ключевые слова: гидроцилиндр, отказ, радиальная реакция, работоспособность, контактные напряжения, сила трения, гидравлическое давление.

INFLUENCE OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF TRACTOR HYDROCYLINDERS ON ITS WORKERSHIP

O. V. Nadtochy, L. L. Titova

Abstract. The theoretical analysis of influence of the power mode of the hydraulic cylinder on its efficiency is carried out. A fivefold increase in the value of the reaction from the side of the cap and the cylinder sleeve is determined, depending on the position of the piston of the hydraulic cylinder of the tractor's rear end. The main causes of the wear of the working surfaces of friction in the vertical plane are determined, which leads to the formation of the deflection of the hydraulic cylinder and, as a consequence, an increase in the rate of wear and loss of the resource.