

МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Иван Роговский, Ольга Дубровина

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

Аннотация. В статье рассмотрены методические основы прогнозирования остаточного ресурса механизмов сельскохозяйственных машин.

Ключевые слова: ресурс, надежность, сельскохозяйственная машина.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

По данным проведенных исследований, до 30% отказов тракторов, прошедших ремонт, приходится на уплотнения. При этом, как правило, отказы относятся ко 2-й и 3-й группам сложности, что вызывает значительные затраты труда на их устранение

(например, замена уплотнений заднего моста требует 3-9 чел.-ч).

Одна из причин низкой долговечности уплотнений отремонтированных тракторов – изменение физико-механических свойств резины в процессе хранения. В таблице 1 приведены данные о сроках хранения уплотнений в некоторых хозяйствах.

Таблица 1

Наименование организации или хозяйства	Относительное количество уплотнений в процентах к общему их количеству со сроком хранения (лет)					
	1	2	3	4	5	6-8
Агрофирма «Урожай»	83	12	4	1	-	-
ТОВ «Агрофирма Украина»	17	9	21	30	14	9
Агрофирма «Луч»	20	12	28	32	2	6
Агрофирма «Далматово»	29	14	42	11	4	-
Агрофирма «Збижжя»	12	26	37	20	4	1
Агрофирма «Колос»	7	14	23	41	9	6
Агрофирма «Селментово»	11	17	31	24	10	7

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Сложившаяся тенденция накопления необоснованного количества уплотнений в хозяйствах приводит к случайным заменам столь важных конструктивных элементов без определения их фактического ресурса [1-7].

При проведении ежегодных инвентаризаций выявлено, что уплотнения, вышедшие из строя из-за постепенных отказов (убавления ресурса в период хранения от 100 процентов до 0), как правило, своевременно не выбраковываются. Из семи обследованных хозяйств только в одном было выбраковано

более 260 уплотнений, поврежденных в результате действия низких температур [8-16].

До настоящего времени отсутствуют рекомендации по оценке годности возобновляемых при ремонте манжетных уплотнений. Имеющиеся исследования по оценке надежности и практические рекомендации справедливы для новых изделий [17-20].

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

На наш взгляд, исследование надежности уплотнений нельзя рассматривать в отрыве от реальных условий, их необходимо проводить с учетом убывания ресурса в период хранения.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Определение убывания исходного ресурса проводилось нами по физико-механическим свойствам материала (резина ИРП-1068-1). В качестве исследуемых показателей взяты f – сопротивление разрыву, кгс/см² и H – твердость в условных единицах. Кроме того, определялись ΔG – изменение массы при набухании в бензине в течение 24 ч и d – изменение количества антиок-

сиданта (неозона – “Д”). Число опытов, необходимых для проведения анализа, было рассчитано по методике Веденяпина Г.В. [3]. Анализы проводились на Днепропетровском шинном заводе.

В связи с тем, что показатели ΔG и d материала эксплуатировавшихся уплотнений отличаются от аналогичных показателей материала хранившихся уплотнений, они при определении остаточного ресурса упущены.

Данные анализов сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Срок хранения T , лет	Сопротивление разрыву, кгс/см ²		Твердость, условные единицы		Изменение массы, %		Изменение неозона «Д», %	
	f_1	f_2	H_1	H_2	ΔG_1	ΔG_2	d_1	d_2
1	120	120	78	78	3,34	3,34	1,54	1,54
2	120	114	80	86	3,32	3,28	1,53	1,37
3	111	100	85	87	3,15	3,03	1,52	1,36
4	100	97	87	89	2,86	2,71	1,48	1,20
5	77	28	90	94	2,6	2,47	1,32	1,01
8	14	0	96	97	1,61	1,51	0,38	0,35

Примечание. Индексами 1 и 2 обозначены показатели материала уплотнений, хранившихся в упакованном и неупакованном видах.

Результаты анализов были обработаны на ПК. при этом получены следующие зависимости.

а) для уплотнений, хранившихся в упакованном виде

$$f_1 = 132,710 - 5,023T - 1,36T^2; \quad (1)$$

$$H_1 = 63,992 + 6,441T - 0,3033T^2; \quad (2)$$

$$\Delta G_1 = 3,350 + 0,073T - 0,0369T^2; \quad (3)$$

$$d_1 = 1,134 + 0,265T - 0,04448T^2; \quad (4)$$

б) для уплотнений, хранившихся в неупакованном виде

$$f_2 = 131,305 - 6,696T - 1,13571T^2; \quad (5)$$

$$H_2 = 62,380 + 8,106T - 0,0460T^2; \quad (6)$$

$$\Delta G_2 = 3,388 - 0,075T - 0,0360T^2; \quad (7)$$

$$d_2 = 1,382 + 0,0338T - 0,0211T^2 \quad (8)$$

Предлагаемый ориентировочный расчет убывания ресурса уплотнений основан на сравнении показателей материала f_{1-2} и H_{1-2} хранившихся и бывших в эксплуатации уплотнений при допущении функциональной зависимости между долговечностью и рассматриваемыми показателями материала. Для этого были использованы результаты анализов материала уплотнений, бывших в эксплуатации. В таблице 3 приведены данные анализов эксплуатировавшихся уплотнений.

Таблица 3

Наработка, мото-часы	Сопротивление разрыву кгс/см ²	Твердость, усл. единицы	Изменение количества неозона «Д», %	Изменение массы, %
N	f_o	H_o	d_o	ΔG_o
140	110	85	0,273	0,8
300	99	87	0,093	0,3
620	86	92	0,0746	0,1
900	76	94	0,065	0,07
1070	56	95	0,058	-
1190	47	96	0,039	-
1230	24	97	0,0274	-
1600	-	100	0,0134	-

В результате обработки данных таблицы 3 получены следующие зависимости:

$$N_{fo} = 1129,15 = 8,490f_o - 0,163f_o^2;$$

$$N_{Ho} = -21504 + 408H_o - 1,81H_o^2 \quad (10)$$

Подставив в выражения (9) и (10) значения f_1', f_2', H_1' и H_2' получим значения убывания ресурса в период хранения уплотнений, то есть $N_{f1}', N_{f2}', N_{H1}'$ и N_{H2}' (табл. 4).

Таблица 4

Срок хранения T , лет	f_1' кгс/см ²	f_2' кгс/см ²	H_1' условные единицы	H_2' условные единицы	N_{f1}' моточасы	N_{f2}' моточасы	N_{H1}' моточасы	N_{H2}' моточасы
1	120	120	78	78	-	-	-	-
2	120	114	80	86	-	-	-	88
3	111	100	85	87	63	348	99	293
4	100	97	87	89	348	419	293	471
5	77	28	90	94	816	1239	555	855

Как видно из таблицы 4, основное количество уплотнений хранится в пределах 1-5 лет, поэтому определение значений убывания ресурса для уплотнений, хранившихся более 5 лет, не проводилось.

В проведенном исследовании нельзя отдать предпочтение какому-либо из двух показателей f или H . Важным является то, что в период хранения манжетных уплотнений ресурс убывает довольно ощутимо.

Работоспособность муфты сцепления ходовой части комбайна характеризуется максимальным крутящим моментом, передаваемым ее фрикционными элементами. Контролируя крутящий момент, можно оценить износное состояние муфты без разборки и прогнозировать пригодность ее к дальнейшей работе. Крутящий момент может быть оценен в динамике по скольжению ведущего звена муфты относительно ведомого. Однако для такого контроля необходима загрузка муфты, а это трудно осуществить из-за отсутствия специальных тормозных стендов.

Более простым и приемлемым является метод контроля крутящего момента в статике путем прокручивания ведущего звена муфты относительно ведомого. Для этой цели разработано специальное устройство (КИм-13605). Недостаток метода заключается в том, что при проворачивании ведущего звена муфты к рычагу устройства необходимо прикладывать усилие до 50 кгс. Для устранения этого недостатка применен метод контроля крутящего момента муфты с частичным отжимом педали управления. По-

следний метод позволяет измерять момент при значительно меньших усилиях, прикладываемых к рычагу устройства.

Ниже приводится теоретическое и экспериментальное обоснование метода.

Крутящий момент, передаваемый муфтой, может быть выражен формулой

$$M = fSP_{y\delta}, \quad (11)$$

где M - крутящий момент;
 f - коэффициент трения;
 S - площадь контакта трущихся поверхностей;

$P_{y\delta}$ - удельное давление на фрикционный диск муфты.

Произведение представляет собой силу (P) пружин, прижимающую фрикционный диск к маховику, т.е.

$$P = SP_{y\delta} \quad (12)$$

При $f = const$ уравнение (11) с учетом (12) может быть представлено функцией

$$M = \varphi(p) \quad (13)$$

Уравнение (13) может быть представлено графически прямой линией или функцией вида

$$y = Bx,$$

где y - крутящий момент;
 x - сила давления пружин;
 B - параметр уравнения.

Возьмем на этой прямой три точки с координатами $P_1, M_1; P_2, M_2; P_{max}, M_{max}$, тогда можно записать

$$\frac{M_2 - M_1}{P_2 - P_1} = tq\alpha \quad \text{и} \quad \frac{M_{max} - M_1}{P_{max} - P_1}, \quad (14)$$

где α - угол наклона прямой

Приравнивая левые части выражений (14) и делая преобразования, получим

$$M_{max} = \frac{P_{max}(M_1 - M_2) + M_2 P_1 - M_1 P_2}{P_1 - P_2}, \quad (15)$$

где M_{max} - максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой;

$P_{таx}$ - максимальная сила пружин, сжимающая фрикционный диск;

P_1 и M_1 , P_2 и M_2 - соответственно давление пружин на фрикционный диск и крутящий момент, передаваемый муфтой при отжиме педали управления с усилием q_1 и q_2

Максимальное усилие отжима педали муфты может быть представлено уравнением $q = P_o + P_{max}$, (16)

где q - усилие полного отжима педали управления муфтой;

P_o - усилие отжима педали при ее свободном ходе;

i - передаточное отношение от педали к отжимным тягам муфты.

На основании уравнения (16) максимальная сила пружин

$$P_{max} = \frac{q - P_o}{i}, \quad (17)$$

Давление пружин на фиксационный диск при отжиме педали муфты с усилием q_i

$$P_j = \frac{q_i - P_o}{i} \quad (18)$$

Подставляя в выражение (15) уравнения (17) и (18) и делая преобразования, получим

$$M_{max} = \frac{q(M_2 - M_1) - q_1 M_2 + q_2 M_1}{q_2 - q_1}, \quad (19)$$

Измерив усилия отжима педали управления муфтой и соответствующие им крутящие моменты, на основании уравнения (19) рассчитываем максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой. При этом M_1 и M_2 могут быть заданы такими, чтобы усилия, прикладываемые к рычагу устройства для контроля момента, не превышали 20 кгс.

Для проверки уравнения (19) проводились экспериментальные исследования на специальном стенде и в полевых условиях на зерноуборочных комбайнах. Отжим педали муфты производился с помощью динамометра ДПУ-0,02; крутящий момент, передаваемый муфтой, измерялся динамометрическим рычагом с погрешностью 1 кгс.м.

Экспериментальные данные по обоснованию метода проверки муфты ходовой части комбайна с частичным отжимом педали (наработка 320 га)

Измеряемый параметр	Значение параметра									
	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13
Усилие отжима педали, кгс	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13
Среднее значение крутящего момента, кгс.м	28	34	40	46	50	54	60	67	73	76
Усилие отжима педали муфты при ее свободном ходе, кгс	13	12	13	13	12	12	13	12	13	12
Расчетный крутящий момент (максимальный) для точек 1,2; 1,3 и т.д., кгс.м	82	89	82	78	75	78	80	81	80	79

Зависимость крутящего момента от усилия отжима педали для муфты с наработкой 320 кг выражается уравнением

$$y = 145 - 5,35x, \quad (20)$$

а для муфты с наработкой 1240 га уравнением:

$$y = 125 - 4x \quad (21)$$

При этом значение q для первой муфты равно 13 кгс, для второй – 14 кгс, а M_{max} соответственно 63 и 50 кгс.м (77 и 63 кгс.м).

Момент измерялся путем прокручивания шкива муфты без снятия приводного ремня (сопротивление привода и коленчатого вала двигателя при выключенном деком-

прессоре составило соответственно 14 и 13 кгс.м).

Приведенные уравнения хорошо согласуются с принятыми предложениями при выводе формулы (19) относительно линейности функции (13). Уравнение (18) действительно при

$$q = P_1, q_1 > P_o, q_2 > P_o \quad (22)$$

Расхождения между расчетными значениями максимального крутящего момента, вычисленного по формуле (19), и его значениями, полученными экспериментальным путем, не превысили 8%. Это позволяет рекомендовать метод для практического использования.

При этом для упрощения проверки и определения M_{max} приняты следующие условия:

$$\begin{aligned} q_1 &= q + 3 \\ q_2 &= q + 4 \\ q_2 - q_1 &= 1 \end{aligned} \quad (23)$$

После преобразования формулы (19) с учетом принятых условий (23) уравнение для определения момента получит вид:

$$M_{max} = 4M_1 - 3M_2 \quad (24)$$

ВЫВОДЫ

Необходимо создать специальные условия для хранения резино-технических изделий. Использование манжетных уплотнений, хранившихся в неотапливаемых помещениях более трех лет, при ремонте тракторов и сельскохозяйственных машин приводит к значительному снижению долговечности уплотнительных узлов.

На основании изложенного контроль максимального крутящего момента, передаваемого муфтой сцепления ходовой части зерноуборочного комбайна, осуществляют в следующем порядке:

- измерять силу q отжима педали управления муфтой при ее свободном ходе;
- нажимают на педаль с усилием $(q + 3)$ кгс и измеряют статистический крутящий момент M_1 , передаваемый муфтой;
- нажимают на педаль с усилием $(q + 4)$ кгс и измеряют момент M_2 ;
- по номограмме определяют M_{max} .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анашко Ю.П. Методика определения эксплуатационной надежности манжетных уплотнений по результатам стендовых ускоренных испытаний. Автореферат канд. диссертации. Челябинск, 1972. – 32 с.
2. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Изд-во «Машиностроение». – М.-Л., 2005. – 320 с.
3. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. Изд-во «Колос». – М., 2007. – 416 с.
4. Гуков Я., Сидорчук О., Бурилко А. – 2004. Науковий супровід машинно-технологічного забезпечення реформованих сільськогосподарських підприємств // Техніко-технологічні аспекти розвитку та впровадження нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. пр. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Вип. 7 (21). – С. 20–25.
5. Сидорчук А. В., Тымочко В. О., Сенчук С. Р. – 2002. Организационно-технологические принципы создания ресурсосберегающей системы ремонта дизельных двигателей // Современные проблемы агротехнической проходимости и экологии сельскохозяйственных ландшафтов : Материалы международной научно-технической конференции. – Минск. – С. 185–187.
6. Сидорчук О. В., Семерак М. М., Тригуба А. М., Башинський О. І. – 2005. Моделі управління конфігурацією проекту технічного обслуговування та ремонту пожежних автомобілів // Пожежна безпека та аварійно-рятувальна справа: стан, проблеми і перспективи (Пожежна безпека – 2005): Матеріали VII Всеукраїнської наук.-прак. конф. – Київ: УкрНДІПБ МНС України. – №4. – С. 261–263.
7. Башинський О. І., Сидорчук О. В. – 2002. Організаційні особливості технічного обслуговування та ремонту пожежних автомобілів за станом // Пожежна безпека. Зб. наук. праць ЛПБ, Укр НДІПБ. – Львів: ЛПБ. – №2 – С. 104–106.
8. Аркин В. И., Евстигнеев И. В. – 2009. Вероятностные модели управления и экономической динамики. – М.: Наука. – 2006. – С. 121.

9. Бабусенко С. М. Проектирование ремонтных предприятий. – М.: Колос, 1981. – 295 с.
10. Булей И. А., Иващенко Н. И., Мельников В. Д. – 1981. Проектирование ремонтных предприятий сельского хозяйства. – К.: Вища школа. – 416 с.
11. Андреев С. П., Богачев Б. А., Бельсник В. И. и др. – 1985. Комплексная система технического обслуживания и ремонта машин в сельском хозяйстве. – М.: ГОСНИТИ. – 144 с.
12. Trojanowska M., Maopolski J. Forecast models of electric energy consumption by village recipients over a long-term horizon based on fuzzy logic // teka kom. mot. i energ. roln. – ol pan, 2011, 11c, 327–334.
13. PROGEST MANAGEMENT /Управление проектами: Толковый англо-русский словарь-справочник /Под. ред. проф. В.Д. Шапиро, -М.: Издательство «Высшая школа», 2000. – 379 с..
14. Лапыгин Д., Новичков А. Управление конфигурацией и изменениями : RUP или ITIL. – Режим доступа: <http://www.osp.ru>.
15. Новиков А.Н. Управление конфигурациями в проектах разработки и сопровождения ПО: опыт внедрения и адаптации IBM Rational ClearCase, ClearQuest и собственных решений, на примере реальных организаций. – Режим доступа: <http://www.cmcons.com>.
16. Шмат К. І., Диневи́ч Г. Ю. – 2009. Технічне обслуговування і ремонт сільськогосподарської техніки. – К.: Кондор. – 204 с.
17. Sydoruk O., Lub P., Sharybura A. – 2011. Stochastic character of the naturally predicted optimal time of soil-tillage and plant-sowing works in the spring period // Motoryzacja i energetyka rolnictwa // Motropol–2011. – Lublin. – том 13. – P. 302–308.
18. Тригуба А.М. Управління конфігурацією інтегрованих проектів аграрного виробництва // Тезиси док. ІХ-й Межд. конф. Современные информационные технологии в экономике и управлении предприятиями, программами и проектами. – Алушта: ХАИ, 2011. – С. 232–234.
19. Тригуба А. М., Рудинець М. В., Сидорчук Л. Л. Управління конфігурацією та роботами в інтегрованих проектах молочарства // Монографія. За ред. О.В. Сидорчука.- Львів: Сполом, 2010. – 130 с.
20. Plizga K. – 2008. Model symulacyjny sygnału diagnostycznego simulating patternel of diagnostic signal // Motoryzacja i energetyka rolnictwa // Motropol–2018. – Lublin. – Т. 10. – P. 207–219.

METHOD OF SCIENTIFIC PROGNOSTICATION RESIDUAL RESOURCE MECHANISMS OF AGRICULTURAL MASHINES

Summary. In paper the methodical bases of scientific prognostication residual resource mechanism of agricultural mashines are considered.

Ключевые слова: resource, reliability, agricultural mashine.