

Упругопластическим металлам предельного упругого состояния соответствует граничное условие наступления его пластической деформации. Для прогнувшейся поверхности деформация в произвольной точке  $A$  складывается из упругой и пластической составляющих. Причем упругие свойства среды не зависят от пластической деформации, другие деформации в пластической области связаны с напряжениями теми же зависимостями, что и упругие в упругой области.

Согласно третьей теории прочности к моменту наступления предельного состояния в точке тела наибольшие касательные напряжения достигают значения, соответствующего предельному упругому состоянию при растяжении. Для плоского напряженного состояния, пользуясь компонентами напряжений, имеем

$$\sqrt{(\sigma'_z - \sigma'_x)^2 + L_1 + \tau_{zx}^2} = \sigma_1, \quad (18)$$

где  $\sigma'_z, \sigma'_x$  — нормальные напряжения по площади с рассматриваемой точкой;  $\tau_{zx}$  — касательное напряжение вдоль  $OZ$ .

Рассмотрим связь напряжений  $\sigma'_z, \sigma'_x$  и  $\tau_{zx}$  с прогибом поверхности под воздействием гибкой распределенной нагрузки по контакту инструмента с металлом.

Проектируя  $\sigma'_z$  и  $\sigma'_x$  в произвольной точке  $A$  на оси  $OX$  и  $OY$ , получаем

$$\sigma_z^2(1 - \sin 2\alpha') + \sigma_{xa}^2(1 - \sin 2\alpha') = \sigma_1^2. \quad (19)$$

Определим максимальные касательные напряжения, равные напряжению текучести, через главные оси:

$$\sigma_z = 2\sigma_1 + \sigma'_z. \quad (20)$$

Выполнив преобразования в выражении (19) с учетом  $\sigma = E/2(1 - \nu)$  и (20), а также пренебрегая членами малого порядка, получим

$$p_0 = 2\sqrt{\sigma_1 E} / [\pi(1 - \nu^2)]. \quad (21)$$

Выражение (21) определяет давление в центре контактной площадки и является начальным условием процесса статико-импульсной обработки. Зная величину среднего давления и площадь контакта, можно определить энергию удара на инструменте.

Таким образом, установлено, что увеличение кратности приложения усилия при СЮ способствует увеличению глубины сжатого слоя, увеличивая тем самым глубину упрочнения.

#### Список литературы

1. Лазуткин А.Г., Соловьёв Д.Л., Кокорева О.Г. Математический аналог контактной площадки // Научные достижения муромских ученых. — Владимир: ВлГУ, 1997. — С. 49–53.
2. Марконов В.М., Житенев В.В., Воробьёв А.М. Расчетно-экспериментальное получение диаграммы нагрузка-деформация при ударных испытаниях // Заводская лаборатория. Т. 45. — 1979. — № 10. — С. 44–49.
3. Михалев М.С.; Балдина В.П. Влияние исходных свойств стали 110Г13Л на ее упрочнение наклепом // Литейное производство. — 1974. — № 6. — С. 33–34.
4. Олейник Н.В. Поверхностное динамическое упрочнение деталей машин. — М.: Машиностроение, 1984. — 228 с.
5. Пиртон В.З.; Морозов Е.М. Механика упруго-пластического разрушения. — М.: Наука, 1985. — 504 с.

УДК 631.372:621.825.6:681.2

*А.В. Ефимцев*

*А.Г. Пастухов, доктор техн. наук*

Белгородская государственная сельскохозяйственная академия

## ПРИБОР И МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В КАРДАНЫХ ШАРНИРАХ ЗАРУБЕЖНЫХ ТРАКТОРОВ

**В** последние годы передовые предприятия стремятся к более совершенным методам производства продукции, которые нельзя в полном объеме решить с помощью отечественных машин. В регионы России интенсивными темпами закупается зарубежная техника, оборудование и технологическая оснастка, которые характеризуется широким многообразием в моделях одного вида. За пределами их гарантийного срока возникает вопрос ремонта или замены агрегатов [1].

Выход из строя карданных валов в тракторах, автомобилях и сельскохозяйственных машинах явление достаточно распространенное. Замену или ремонт карданного вала при возникновении признаков дисбаланса следует провести как можно быстрее, так как изменение зазоров в 0,2...0,3 мм и смещение крестовины карданного вала весом 20...30 килограмм вызывает дисбаланс около 20...40 г. Этого хватит для последующего выхода из строя подвесных подшипников, подшипников

фланцев коробок передач и редукторов [2]. Следовательно, оценка технического состояния элементов карданных передач в эксплуатации является актуальной.

В практике диагностирования известен прибор М.Г. Дегтярева и И. Ульмана [3], принцип работы которого заключается в следующем: на одну из вилок шарнира закрепляют кронштейн, а во вторую упирают стержень индикатора. Для фиксации карданного вала трактор устанавливается с включенной передачей. Сначала прикладывают крутящий момент на вилки в одну, а затем в другую сторону, в пределах зазора, и фиксируют крайние показания индикатора. Измерения производят на радиусе шарнира 70 мм. Если зазор больше установленной величины, необходимо разобрать шарнир, заменить крестовины и игольчатые подшипники.

Известен диагностический прибор В.Я. Аниловича и В.Л. Литвиненко КДП-1, который позволяет измерять относительное перемещение вилок карданного соединения, обусловленное износом шарниров передачи [4]. При проведении измерений основание прибора закрепляют на смежных вилках карданного соединения. Если в сопряжении «шип крестовины — игольчатые роликовые подшипники» имеется износ, то при относительно повороте вилок держатели переместятся один относительно другого и индикатор регистрирует это перемещение.

Известна конструкция серийных приборов КИ-4832 (люфтомер) и К428А, который позволяет измерять относительное перемещение вилок по угловому люфту [5, 6]. Конструкции приборов различные, а принцип действия этих устройств одинаков. Сущность измерения заключается в приложении через рукоятку и упругий элемент прибора определенного усилия к объекту проверки, в результате чего стрелка прибора отклоняется на угол, характеризующий величину люфта. Определенное усилие (15...20 Н) регистрируется подачей предупредительного звукового сигнала.

Измерение боковых зазоров трансмиссии тракторов выполняют универсальным люфтомером КИ-4813 или угломером КИ-13909 [6]. Люфтомер состоит из кронштейна со шкалой на 90° и стрелки. Кронштейн прибора крепится на корпусе передачи, а стрелка — на валу. Сначала определяют общий люфт во всей трансмиссии по его величине на конечном валу или ведущем колесе, затем — у каждого агрегата.

Несмотря на распространенность этих приборов и методов измерения зазора, они имеют следующие недостатки: а) субъективность в оценке зазора; б) измерения проводятся с постоянным усилием, при высокой трудоемкости; в) отсутствие обоснования величины прикладываемого измерительного усилия; г) измерение с постоянным усилием; д) не-

возможность применения данных приборов к технике зарубежного производства; е) несовершенство методики проведения замера; ж) большая погрешность прибора, зависящая от внешних факторов; з) большие габариты приборов.

Применение приборов приводит к тому, что эксплуатационники, полагаясь на интуицию, снимают передачи в самых различных стадиях износа. Зачастую карданные шарниры снимают с эксплуатации при недоиспользованном ресурсе или, наоборот, продолжают эксплуатировать после достижения предельного износа.

Разработка прибора для измерения и контроля радиального зазора в карданных шарнирах трактора John Deere и совершенствование методики проведения замеров является важной.

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) провести аналитический обзор существующих конструкций карданных шарниров;
- 2) изучение конструкции и выявление недостатков указанных приборов;
- 3) разработка схемы предлагаемого устройства;
- 4) совершенствование методики проведения и обработки замеров.

У большинства моделей тракторов марки John Deere кардан выполнен со съемными гнездами для опор крестовины. Такие шарниры распространены в сериях, начинающихся с шестой и вплоть до энергонасыщенных тракторов девятой серии. Шарниры этой конструкции находятся в трансмиссии тракторов, которые соединяют мощные бортовые редукторы ведущих колес, поэтому шарниры работают в очень жестких условиях, передавая колоссальный крутящий момент. Отечественные карданные шарниры, установленные на тракторы отличаются тем, что они имеют неразборные вилки, поэтому при выходе из строя требуется больше времени на техническое обслуживание, ремонт и замену карданного шарнира [6].

В тракторе John Deere одним из наименее надежных является карданный вал, соединяющий двигатель и коробку передач. Условия работы данного вала характеризуются передачей крутящего момента при заданной частоте вращения с незначительным углом излома в шарнирах, что определяет специфичность отказа.

Основное конструктивное различие в карданах с крестовиной вносит выполнение подшипниковых опор крестовины без крышек и таким образом, что в сборе с фланцами они образуют карданные вилки с проушинами.

Для измерения радиального зазора в подшипниковых узлах трактора JD нами предложен прибор следующей конструкции (рис. 1). Прибор с индикатором часового типа устанавливается на карданные шарниры вала при диагностировании в про-

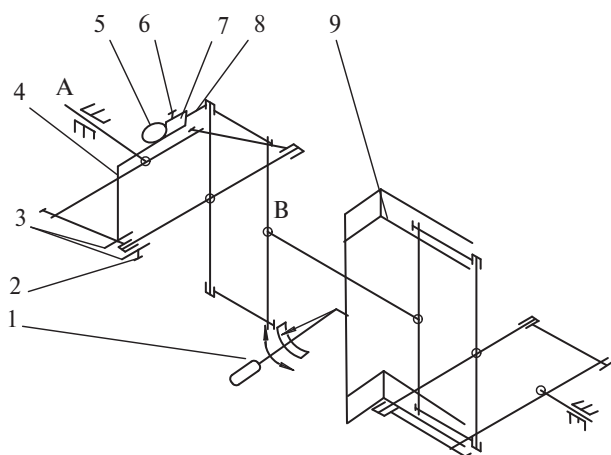


Рис. 1. Схема прибора для измерения зазора:

- А, В — ведущая и ведомая карданные вилки;  
 1 — динамометрический ключ; 2 — поджимающий самоцентрирующийся винт; 3 — прижимные губки;  
 4 — закрепляющий кронштейн; 5 — индикатор часового типа; 6 — стопорный винт; 7 — держатель индикатора часового типа; 8 — толкатель;  
 9 — нагрузочный ключ

цессе проведения номерного технического обслуживания или при появлении признаков ухудшения технического состояния (нагрев подшипниковых узлов, повышенный уровень шума, вибрации и др.).

Принцип действия прибора основан на принудительном выборе радиального зазора в паре подшипниковых узлов, расположенных на противоположных шипах крестовины, при приложении усилия в двух направлениях. Отличительной особенностью является возможность контроля измерительного усилия в процессе измерения, что позволяет повысить точность и достоверность диагностирования.

Перед применением прибора необходимо установить крепление с помощью установочного кронштейна, корпус прибора устанавливается на один из подшипников шарнира, при этом индикатор вводится в соприкосновение с поверхностью подшипникового узла крестовины. Далее устанавливаем нагрузочную вилку на противоположный фланец карданного вала, с помощью динамометрического ключа нагружаем поворачивая против и по часовой стрелке. Разность показаний индикатора при верхнем и нижнем положении характеризует зазор в подшипниковых узлах карданного шарнира. Показания динамометрического ключа позволяют характеризовать величину измерительного усилия.

С целью повышения точности и достоверности измерения механических трансмиссий следует усовершенствовать методику измерения и обработки результатов.

Для измерения радиального зазора будем применять принцип, предложенный в рассматриваемых конструкциях приборов: а) измерение про-

водится непосредственно на агрегате не совершая разборки узла; б) устанавливают на ведущую вилку карданного шарнира индикатор часового типа с помощью прижимной лапки, необходимо чтобы установочные пазы плотно прилегали к корпусу карданных подшипников; в) устанавливают специально разработанный нагрузочный ключ с противоположной стороны карданного вала, прочно закрепив его за фланец вала; г) к ведомой вилке прикладывают измерительное усилие в двух направлениях (по часовой стрелке и против) ступенчато от 0 до 100 Н·м, с шагом 10 Н·м.

В основу совершенствования методики измерения положены следующие принципы: а) усилие прикладывается ступенчато от минимального значения до максимального, ограниченного действием эксплуатационных нагрузок; б) число ступеней для получения не менее десяти точек измерения; в) опытная зависимость показаний индикатора (зазора) от величины усилия аппроксимируется методом наименьших квадратов (рис. 2) с получением уравнения в виде  $\Delta = a + bT$  для каждого направления нагрузки; г) исходя из анализа нагруженности трансмиссии определяется величина измерительного усилия и для этой величины вычисляют зазоры для направлений «+» и «-», сумма которых дает искомую величину зазора.

Наличие аппроксимирующих уравнений позволяет с определенной долей вероятности делать заключение о действительном техническом состоянии диагностируемого узла, а сопоставление измеренного значения с предельным позволяет характеризовать достижение предельного состояния.

Измеряем зазор в карданном шарнире с помощью разработанного прибора и уточненной методики замера. Сделаем это на примере тракторов John Deere 7830 и 7730, эксплуатирующихся в Красноярусской зерновой компании Белгородской области. Результаты замеров сведем в таблице.

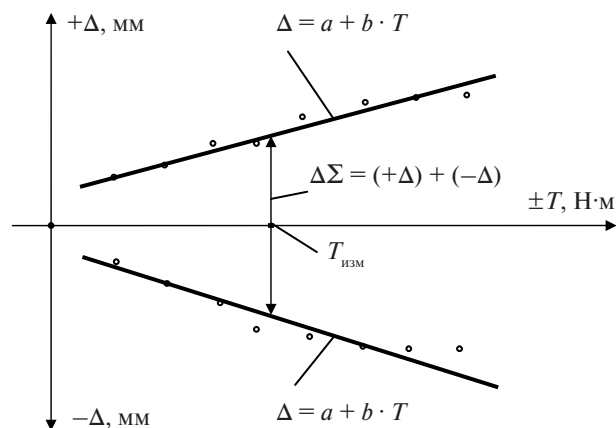


Рис. 2. Графическая интерпретация основных положений методики измерения зазоров и обработки результатов

Измерения зазоров в карданных шарнирах

Номер детали	Наработка, ф.-ч	Направление вращения	Показания индикатора при уровнях нагрузки, Н·м									
			10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
1RW7830RPAR029152	1934	+	0	0	0	5	15	16	16	16	16	16
		-	0	0	0	0,5	5	5,5	6	6	6	6
RW7730R009266	2219	+	5	6	8	9	11	20	21	22	22	22
		-	3	5	5	2	3	4	5	5,5	6	6

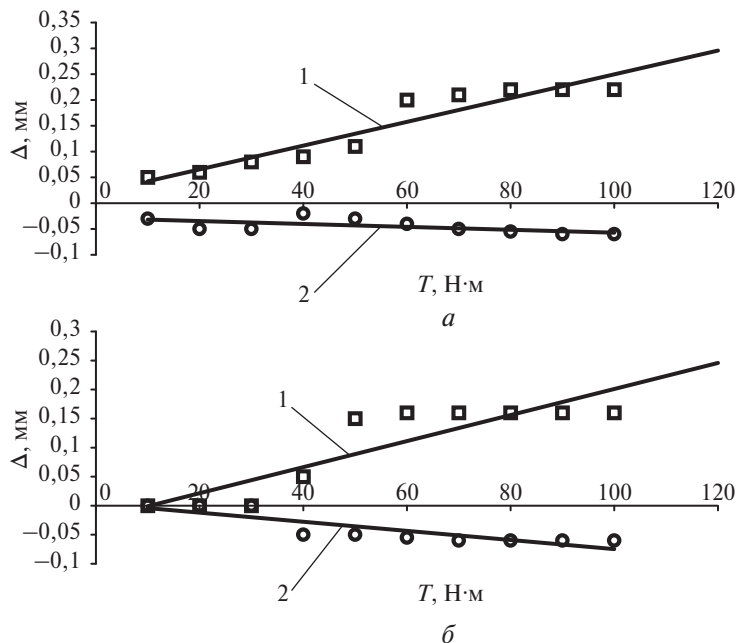


Рис. 3. Результаты измерения зазоров в шарнире тракторов:  
 а — John Deere 7830; б — John Deere 7730:  
 1 — направление нагрузки по часовой стрелке;  
 2 — направление нагрузки против часовой стрелки

Графическая интерпретация основных положений методики измерения зазоров и обработки результатов представлены на рис. 3.

В результате расчетов получены уравнения вида для каждого направления нагрузки по часовой стрелке  $\Delta_+ = -0,02333 + 0,002242T$ , против часовой стрелки  $\Delta_- = -0,01267 + 0,0008667T$ , для трактора John Deere 7830, и  $\Delta_+ = 0,1437 + 0,00230T$ ,  $\Delta_- = 0,04422 + 0,0002818T$ , для трактора 7730.

С помощью этих уравнений можно определить суммарный зазор по формуле  $\Delta_\Sigma = (\Delta_+) + (\Delta_-)$  при заданном крутящем моменте.

Например, для трактора 7830, при 30 Н·м, нагружая по часовой стрелке, получаем

$$\Delta_+ = -0,02333 + 0,002242 \cdot 30 = 0,04393 \text{ мм,}$$

а против

$$\Delta_- = -0,01267 + 0,0008667 \cdot 30 = 0,038671 \text{ мм,}$$

$$\Delta_\Sigma = 0,04393 + 0,038671 = 0,082601 \text{ мм.}$$

Для трактора 7730 при 30 Н·м, нагружая по часовой стрелке, получаем

$$\Delta_+ = 0,1437 + 0,0023 \cdot 30 = 0,2127 \text{ мм,}$$

а против

$$\Delta_- = 0,04422 + 0,0002818 \cdot 30 = 0,052674 \text{ мм,}$$

$$\Delta_\Sigma = 0,2127 + 0,052674 = 0,265374 \text{ мм.}$$

В результате анализа представленного материала можно сделать следующие выводы.

1. На основании инструкции по эксплуатации и каталога запасных частей изучена конструкция карданного шарнира трактора John Deere серий 7830 и 7730.

2. В результате проведенного осмотра существующих конструкций приборов установили, что существуют приборы модели КДП-1, КИ-4832, КИ-4813 и угломер КИ-13909. Приборы предназначены для измерения радиального зазора как при определенном, так и при неопределенном усилии, при этом измерения зависят от внешних факторов и обладают субъективностью оценки.

3. На основании анализа конструктивных особенностей карданных шарниров тракторов John Deere предложена конструкция прибора для измерения радиального зазора.

4. Усовершенствована методика измерения радиального зазора с целью повышения точности оценки технического состояния узлов, а результаты измерения могут быть использованы для прогнозирования их работоспособности.

Список литературы

1. Дегтярев М.Г., Ульянов И.Е. Определение предельного технического состояния карданных передач тракторов К-700 // Техника в сельском хозяйстве. — 1975. — № 11. — С. 73–74.
2. Диагностирование карданных передач / В.Я. Анилович, В.Л. Литвиненко, О.И. Черненко [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. — 1977. — № 4. — С. 45–46.
3. Юхименко В.Ф. Сайт цифровых учебно-методических материалов ВГУЭС [Электронный ресурс]. Техническая эксплуатация ходовой части автомобилей и систем, обеспечивающих безопасность движения. — Режим доступа: <http://abc.vvsu.ru/Books>
4. Дегтярев М.Г. Определение допустимого зазора в шарнире карданной передачи трактора «Кировец» //

Механизация и электрификация сельского хозяйства. — 2004. — № 10. — С. 35–36.

5. Ефимцев А.В., Пастухов А.Г. Особенности конструкции карданных валов трактора John Deere // Наука и молодежь: новые идеи и решения: материалы IV Международной научно-практической конференции молодых исследователей, посвященной 65-летию

Победы в Великой Отечественной войне (г. Волгоград, 26–28 апреля 2010 года). В 3 ч. — Ч. 1. — Волгоград: ФГОУ ВПО Волгоградская ГСХА ИПК «Нива», 2010. — С. 166–170.

6. John Deere 7020 Series Tractors [Электронный ресурс]. — Mannheim, Germany: Deere & Company, 2004. — 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

УДК 621.43

**В.А. Коченов**, канд. техн. наук

Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИЧИН ПРЕЖДЕВРЕМЕННЫХ ОТКАЗОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

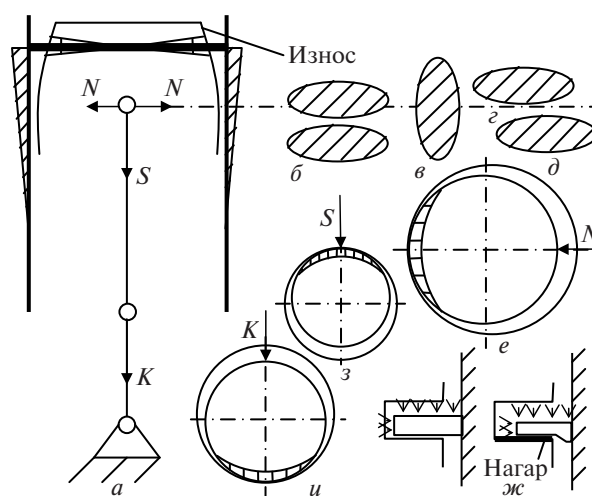
Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) мобильных машин имеют высокий разброс показателей надежности и достаточно часто выходят из строя незапланированно, неожиданно. Выяснение причин преждевременных отказов необходимо для минимизации их повторения и является совместной задачей разработчиков, производителей и эксплуатационников.

Особенностью ДВС является многофакторность показателей надежности и большой диапазон условий и режимов эксплуатации. Аварийный режим складывается из суммарного действия многих, в том числе случайных факторов. Комбинаций факторов, способных вызвать отказ, бесконечно много. Кроме этого, первопричиной отказа может являться трещина на детали, а ее поломка и непосредственный отказ двигателя зафиксироваться в любом режиме работы. Разработчики и производители мобильных машин физически не в состоянии исследовать все возможные эксплуатационные ситуации. Предлагаемый метод определения причин преждевременных отказов двигателей основывается на анализе износов сопряжений и деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и цилиндропоршневой группы (ЦПГ) [1].

Сопряжения и детали КШМ и ЦПГ в соответствии с циклом двигателя имеют выраженный, естественный, закономерный износ (рисунок). Наибольший износ приходится при прохождении поршнем верхней мертвой точки между тактами сжатия и расширения (см. рисунок, а). Естественный износ цилиндра характеризуется: отсутствием задира на зеркале; овальностью изношенной поверхности с большей осью расположенной в плоскости качания шатуна; конусообразностью с вершиной конуса в направлении коленчатого вала; ступенчатостью изношенной поверхности; переменной интенсивностью изнашивания ступеней в процессе эксплуатации.

Овальность износа объясняется действием нормальной силы  $N$ , определяющей рабочие — изнашивающие поверхности цилиндра. Конусообразность — более тяжелыми условиями работы поверхностей, расположенных у камеры сгорания. Ступенчатость — зависимостью износа от компрессионных колец — число ступеней равно числу колец, положение ступеней определяется положением колец в верхней мертвой точке. Переменная интенсивность изнашивания ступеней объясняется в начале эксплуатации интенсивным износом пары «цилиндр—верхнее кольцо», потом перераспределением давления газов и повышением интенсивности изнашивания пар «цилиндр—нижние кольца».

Ошибки проектирования заключаются в неправильном определении температурных деформаций цилиндра, что приводит к нарушению геометрии зеркала, соответственно к задирам и отклонению от естественной формы износа.



Закономерности износа деталей кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы