

**ВЛИЯНИЕ УПРУГОГО ДЕМПИРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА  
НА ВЕЛИЧИНУ КИНЕТИЧЕСКИХ И ПУСКОВЫХ МОМЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЙ  
В ПОДШИПНИКОВОМ УЗЛЕ****INFLUENCE OF AN ELASTIC DAMPING ELEMENT ON THE VALUE  
OF KINETIC AND STARTING MOMENTS OF RESISTANCE IN A BEARING UNIT**

**Ключевые слова:** подшипниковый узел, момент сопротивления, упругий демпфирующий элемент.

Представлены результаты проделанной работы по определению величины кинетических и пусковых моментов сопротивлений в подшипниковом узле при применении упругого демпфирующего элемента (УДЭ). Показано влияние УДЭ на уменьшение их значений, что подтверждает эффективность его применения в качестве промежуточного элемента в подшипниковом узле. С одной стороны, основными эксплуатационными показателями качества деталей подшипниковых узлов являются их износостойкость и динамическая прочность, а с другой, – момент сопротивления вращению, определяющий степень изнашивания. Вопрос о сопротивлениях, возникающих при различных условиях работы шарикоподшипника от взаимодействия его элементов (кольца, шарики, сепаратор) друг с другом и смазкой, изучен недостаточно. Это объясняется многообразием конструкции шарикоподшипников и сложностью процессов, протекающих при движении элементов подшипников и, следовательно, влиянием большого количества факторов на величину сопротивления при его работе. Основными из этих факторов являются частота вращения и соотношение между скольжением и качением движущихся элементов, которое зависит от соотношения действующих нагрузок (осевой и радиальной). В большом количестве научных работ, посвященных изучению процессов трения и изнашивания металлов, их влиянию на ресурс машины, к сожалению, недостаточно внимания уделено исследованиям процессов трения и изнашивания деталей подшипниковых узлов конкретных машин. В тех немногочисленных работах, где все же изучается износ в машинах, методы исследования основаны на измерении, главным образом, изменений в размерах, что не позволяет изучить

сущность процессов изнашивания, определяющих ресурс машины.

**Keywords:** bearing unit, moment of resistance, elastic damping element.

The findings of the research to determine the magnitude of kinetic and starting moments of resistance in a bearing assembly when using an elastic damping element (EDE) are discussed. The influence of elastic damping element on reducing their values is shown, and that confirms the effectiveness of its use as an intermediate element in a bearing assembly. On the one hand, the main performance indices of the quality of parts of bearing units are their wear resistance and dynamic strength, and on the other hand, the moment of resistance to rotation which determines the degree of wear. The issue of resistance that arises under different operating conditions of a ball-bearing from the interaction of its elements (rings, balls, separator) with each other and the lubricant was understudied. This is explained by the diversity of the design of ball-bearings and the complexity of the processes occurring during the movement of bearing elements and, consequently, the influence of a large number of factors on the amount of resistance during its operation. The main of these factors are the rotation speed and the ratio between sliding and rolling of moving elements which depends on the ratio of the acting loads (axial and radial). In a large number of scientific works devoted to the study of the processes of friction and wear of metals, their influence on the service life of the machine, unfortunately, insufficient attention is paid to the study of the processes of friction and wear of parts of bearing units of specific machines. In those few works where wear in machines is studied, the research methods are based on measuring mainly changes in size and do not allow studying the essence of the wear processes that determine the service life of the machine.

**Псюкало Сергей Петрович**, к.т.н., доцент, Азово-Черноморский инженерный институт – филиал, ФГБОУ ВО Донской ГАУ, г. Зерноград, Ростовская обл., Российская Федерация, e-mail: sergei\_psyukalo44@mail.ru.

**Луханин Владимир Александрович**, к.т.н., доцент, Азово-Черноморский инженерный институт – филиал, ФГБОУ ВО Донской ГАУ, г. Зерноград, Ростовская обл., Российская Федерация, e-mail: luhanin\_vladimir@mail.ru.

**Psyukalo Sergey Petrovich**, Cand. Tech. Sci., Assoc. Prof., Azov-Black Sea Engineering Institute, Branch, Don State Agricultural University, Zernograd, Rostov Region, Russian Federation, e-mail: sergei\_psyukalo44@mail.ru.

**Lukhanin Vladimir Aleksandrovich**, Cand. Tech. Sci., Assoc. Prof., Azov-Black Sea Engineering Institute, Branch, Don State Agricultural University, Zernograd, Rostov Region, Russian Federation, e-mail: luhanin\_vladimir@mail.ru.

### Введение

Анализ развития машин, работающих в сельском хозяйстве, показывает, что наиболее характерными особенностями современной техники, такой как трактора ХТЗ-150К-09, являются резкое увеличение производительности машин и рост степени автоматизации рабочих процессов. В связи с этими особенностями в развитии техники особое внимание должно быть уделено увеличению мощности машин, стабильности и точности их работы. Эти обстоятельства выдвигают проблему борьбы с изнашиванием машин и их элементов в число проблем народнохозяйственной важности. Решение сложной задачи по увеличению производительности машин находится в прямой зависимости от роста мощностей, потребляемых и передаваемых машинами. Рост мощностей влечет, прежде всего, увеличение скоростей и возрастание нагрузок на звенья машин. Во многих случаях большие скорости и нагрузки являются необходимыми условиями новых технологических процессов. Машины и механизмы должны обладать необходимой прочностью и износостойкостью, несмотря на все возрастающие требования уменьшения их удельного веса (на единицу мощности) и сложные условия эксплуатации. Повышение быстроходности, мощности и производительности всех видов машин ограничивается недостаточной износостойкостью отдельных сопряжений и их деталей. В современных машинах зазоры между трущимися деталями исчисляются сотыми и тысячными долями миллиметра, поэтому даже небольшой износ нарушает работу машины.

Авторы проделанной работы посвятили свой труд доказательству целесообразности применения дополнительных промежуточных элементов в подшипниковых узлах. В частности применение упругого демпфирующего элемента в подшипниковом узле позволяет перевести подшипники в режим эксплуатации с меньшими потерями на трение и износ. Данный факт подтвержден лабораторными испытаниями подшипниковых узлов, с применением разработанного упругого демпфирующего элемента (УДЭ), по ранее запатентованному способу ремонта [1], при этом происходит уменьшение момента трения подшипников, снижение интенсивности процессов трения, изнашивания и тепловыделения [2-4]. Зафиксировано уменьшение момента на

режимах испытаний, при нагрузках, сопоставимых с теми, которые возникают при эксплуатации, на примере трактора ХТЗ-150К-09.

**Цели:** определить величину сопротивлений, возникающих в шарикоподшипниках узла; установить зависимость величин этих сопротивлений от частоты вращения и действующих осевой и радиальной нагрузок; определить целесообразность применения УДЭ в узлах с шариковыми подшипниками качения.

### Объекты и методы исследования

Проблема трения и износа машин и механизмов в настоящее время имеет большое значение и будет иметь все возрастающую роль и в дальнейшем [5]. Решением основных вопросов трения и износа с чисто прикладных позиций занимались широкие круги производственников [6-8]. Эти задачи в практике машиностроения решались без раскрытия существа явлений. Было выдвинуто большое количество различных методов обработки металлов, упрочняющих поверхностный слой. Для изготовления ответственных деталей использовали высоколегированные стали и сплавы. Применяли различные системы смазки и высококачественные смазочные материалы [9-11].

Все эти мероприятия не всегда дают эффективные результаты. Наибольшая эффективность этих и многих других мероприятий по увеличению износостойкости деталей машин может быть достигнута в том случае, когда будут известны закономерности процесса трения. В связи с этим работа посвящена решению вопроса: «Эффективно ли будет применение в подшипниковых узлах дополнительных промежуточных элементов в виде упругого демпфирующего элемента? Как он будет влиять на процессы трения, какие при этом будут возникать моменты сопротивления вращению?».

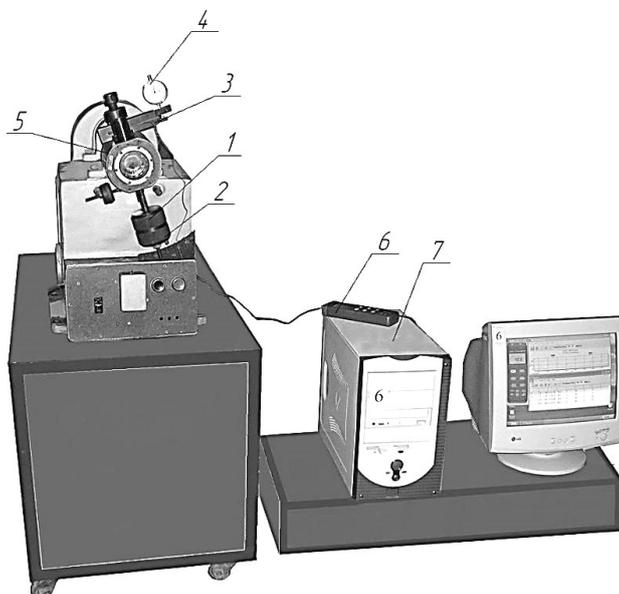
Для того чтобы выяснить величины кинетических моментов сопротивлений в шарикоподшипниках и значения моментов сопротивлений в подшипниках в начале движения при трогании с места, были произведены опыты по определению кинетических и статических или пусковых моментов сопротивления на установке с маятниковым механизмом.

Объекты исследования – шарикоподшипники качения № 308, новые и те, которые эксплуатировались в узлах трактора ХТЗ-150К-09.

**Экспериментальная часть**

Эксперименты выполняли с использованием установки, представленной на рисунке 1. Контролю подвергалась величина кинетических и

пусковых моментов сопротивлений по шкале установки в зависимости от отклонения маятника.



**Рис. 1. Лабораторная установка для определения момента трения:**  
 1 – корпус установки; 2 – маятниковый механизм; 3, 4 – механизм нагружения;  
 5 – подшипниковый узел; 6 – прибор для измерения температуры; 7 – ПК

Варьировали следующими факторами: частота вращения  $n = 980-1880$  об/мин.; осевая нагрузка  $F_a = 1000-3500$  Н, радиальная нагрузка  $F_r = 2500$  Н. Длительность опытов – 2 ч, что позволяло установиться рабочему значению температуры подшипникового узла. Результаты обрабатывали по общепринятым методикам.

**Результаты и обсуждение**

Установили существенную разницу в значениях кинетических и пусковых моментов трения в подшипниковых узлах, когда был использован упругий демпфер и без него. Подшипники нагреваются сильнее, если упругий элемент не используется и значения моментов сопротивления вращению тоже выше. Помимо прочего отличается и время наступления стабилизации исследуемых параметров.

На рисунках 2, 3 графически показали изменение момента трения в подшипниковом узле в зависимости от условий лабораторного эксперимента. Необходимо сказать, что опыты по установлению величины моментов сопротивления вращению проводили одновременно с определением температуры подшипников узла, т.е. параллельно снимали показания момента тре-

ния и температуры, что позволяло еще и понимать связь между этими параметрами.

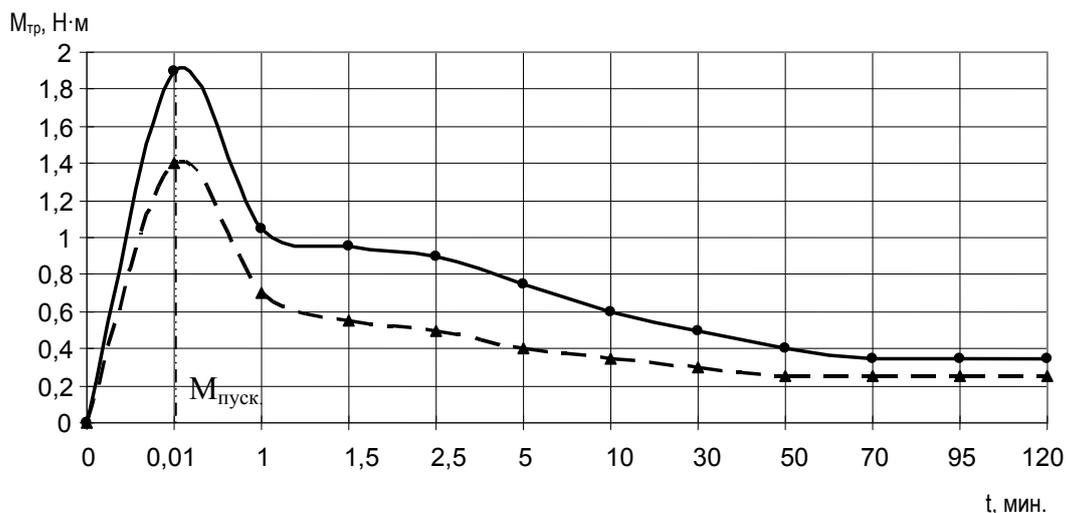
Анализ графиков (рис. 2, 3) показал, что в начале запуска лабораторной установки момент сопротивления в подшипниках значительно растет, то есть наблюдаем пусковой момент. Далее его значение уменьшается и стабилизируется. Длительность стабильной работы составляет 1,5-2 мин. (при  $n = 980$  об/мин.) и в среднем 1 мин. (при  $n = 1880$  об/мин.). Затем момент сопротивления уменьшается, его величина становится стабильной. Также отметили, что происходящее изменение момента сопротивления подшипников узла с УДЭ и без него является схожим, но имеются все же отличия в значениях моментов сопротивления вращению, времени их стабилизации, которые и позволили нам судить о целесообразности применения УДЭ как промежуточного элемента в подшипниковом узле.

В таблицах 1, 2 отражены сведения о полученных в результате лабораторных экспериментов значениях моментов сопротивления вращению.

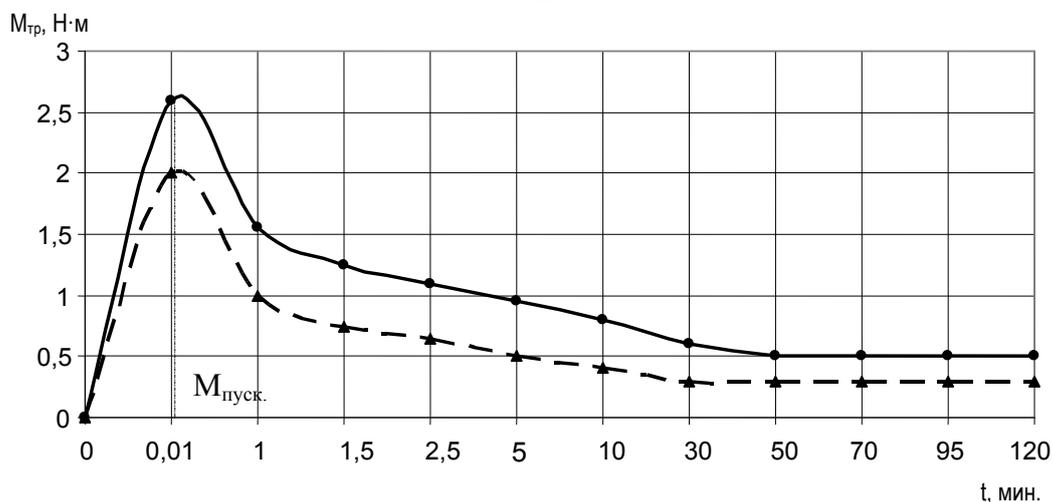
Если более подробно говорить о характеристиках для каждого эксперимента периодах стабилизации моментов трения, то при частоте вра-

щения вала лабораторной установки  $n = 980$  об/мин., он наступает: в узле без УДЭ – на 70-й мин. при температуре  $T = 60-66^\circ\text{C}$ , а в

узле с УДЭ – на 50-й мин. при  $T = 48-52^\circ\text{C}$  в зависимости от режима нагружения.



а



б

— узел без УДЭ;      - - - узел с УДЭ

Рис. 2. Изменение момента трения при  $F_r = 2500$  Н,  $F_a = 1000$  Н и  $n = 980$  об/мин. (а);  $n = 1880$  об/мин. (б)

С увеличением частоты вращения вала установки  $n = 1880$  об/мин. происходит увеличение момента трения пускового на 27 и 43% в узле без УДЭ; на 30 и 38% в узле с УДЭ в зависимости от нагружения. Установившийся момент трения увеличивается на 43-60% в узле без УДЭ, на 20-33% в узле с УДЭ, при соответствующих нагрузках. Стабилизация момента трения происходит в узле без УДЭ на 50-й мин. при  $T = 79-91^\circ\text{C}$ ; в узле с УДЭ – на 30-й мин. при  $T = 55-61^\circ\text{C}$ , что определяется величиной действующей нагрузки.

Кроме того, что немаловажно, установили, что на всех режимах испытаний период стабилизации величины момента трения наступает на 20 мин. раньше в узле с УДЭ.

Таким образом, нами были подтверждены эффективность и важность применения дополнительных промежуточных упругих элементов в подшипниковых узлах.

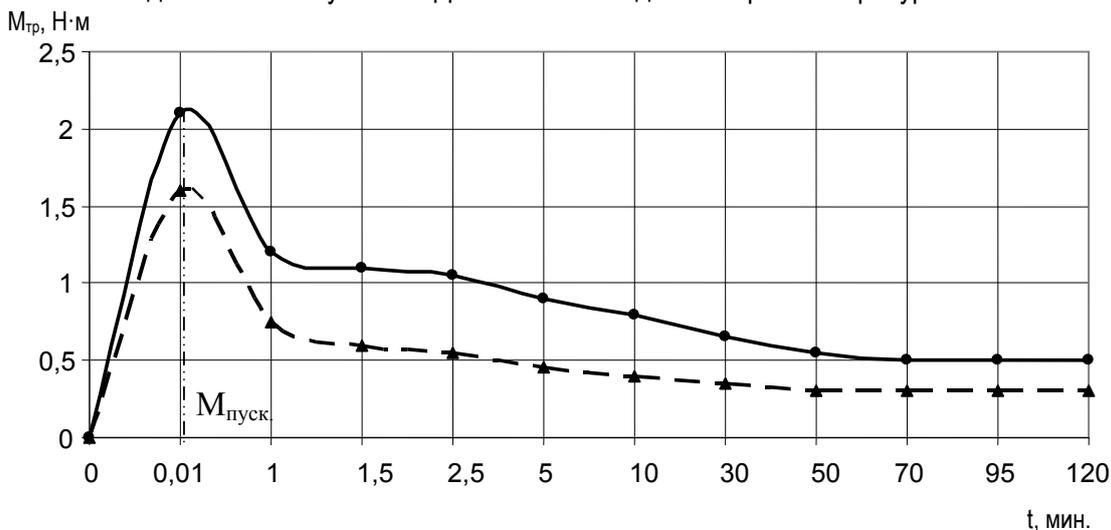
### Заключение

Проведенные лабораторные исследования доказали эффективность применения УДЭ в подшипниковых узлах на основании следующего:

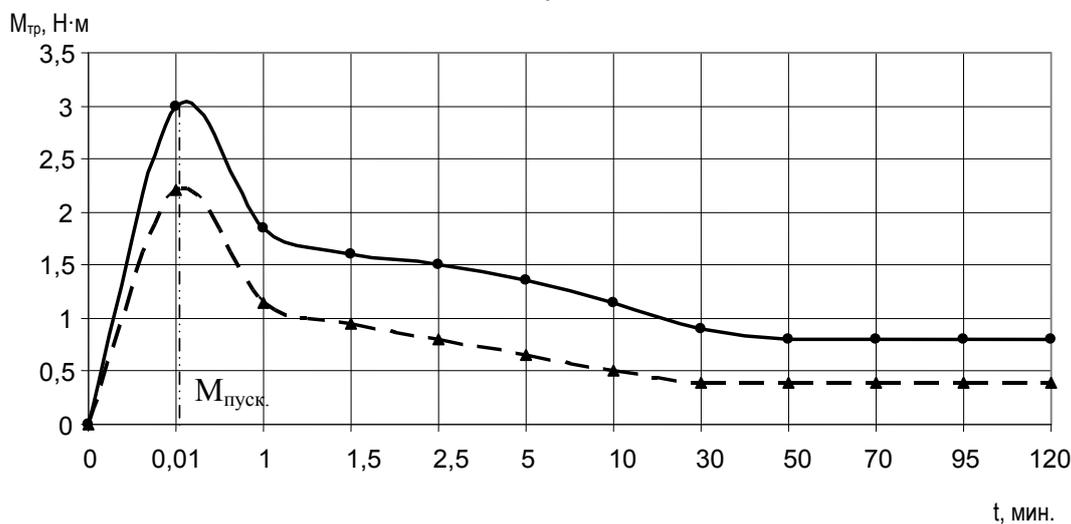
Момент сопротивления вращению в подшипниковом узле с УДЭ значительно меньше, чем в узле без УДЭ. Разница при режиме  $n = 1880$  об/мин.,  $F_r = 2500$  Н,  $F_a = 3500$  Н составляет: пускового момента – 27%; до наступления периода стабилизации и установившегося момента

сопротивления – 200%. Величина момента сопротивления в подшипниковом узле с УДЭ ста-

новится стабильной на 20 мин. раньше, происходит это при температуре на 30°C меньше.



а



б

— узел без УДЭ;      - - - узел с УДЭ

Рис. 3. Изменение момента трения при  $F_r = 2500$  Н,  $F_a = 3500$  Н и  $n = 980$  об/мин. (а);  $n=1880$  об/мин. (б)

Таблица 1

Значения пускового и кинетического моментов трения в подшипниковом узле при  $F_r = 2500$  Н,  $F_a = 1000$  Н

Частота вращения $n$ , об/мин.	Критерии	С УДЭ		Без УДЭ	
		$M_{\text{пуск}}$	$M_{\text{ТР}}$	$M_{\text{пуск}}$	$M_{\text{ТР}}$
980	Среднее значение момента трения, Н·м	1,4	0,25	1,9	0,35
	Среднеквадратическое отклонение $\sigma$ , Н·м	0,05	0,05	0,03	0,03
	Коэффициент вариации, $V$	0,41	0,34	0,33	0,44
	Относительная ошибка $\varepsilon$ , %	2	11,1	0,9	4,8
	Количество повторностей, $m$	15			
1880	Среднее значение момента трения, Н·м	2,0	0,3	2,6	0,5
	Среднеквадратическое отклонение $\sigma$ , Н·м	0,04	0,03	0,04	0,04
	Коэффициент вариации, $V$	0,32	0,46	0,34	0,42
	Относительная ошибка $\varepsilon$ , %	1,1	5,6	0,9	4,4
	Количество повторностей, $m$	15			

Значения пускового и кинетического моментов трения в подшипниковом узле  
при  $F_r = 2500 \text{ Н}$ ,  $F_a = 3500 \text{ Н}$

Частота вращения $n$ , об/мин.	Критерии	С УДЭ		Без УДЭ	
		$M_{\text{пуск}}$	$M_{\text{ТР}}$	$M_{\text{пуск}}$	$M_{\text{ТР}}$
980	Среднее значение момента трения, Н·м	1,6	0,3	2,1	0,5
	Среднеквадратическое отклонение $\sigma$ , Н·м	0,06	0,03	0,05	0,04
	Коэффициент вариации, $V$	0,31	0,42	0,32	0,37
	Относительная ошибка $\varepsilon$ , %	2,1	5,6	1,3	4,4
	Количество повторностей, $m$	15			
1880	Среднее значение момента трения, Н·м	2,2	0,4	3,0	0,8
	Среднеквадратическое отклонение $\sigma$ , Н·м	0,03	0,04	0,05	0,06
	Коэффициент вариации, $V$	0,33	0,38	0,43	0,38
	Относительная ошибка $\varepsilon$ , %	0,8	5,6	0,9	4,2
	Количество повторностей, $m$	15			

#### Библиографический список

1. Патент № 2276000 Российская Федерация, МПК7 В23Р 6/00. Способ ремонта подшипникового узла / Псюкало С. П., Серегин А. А., Калинин А. А.; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия. – № 2004133990/02; заявл. 22.11.04; опублик. 10.05.06, Бюл. №13. – 3 с.: ил. – Текст: непосредственный.

2. Серегин, А. А. Повышение надежности отдельных узлов, передач и агрегатов машин сельскохозяйственного назначения: монография / А. А. Серегин, С. П. Псюкало, В. А. Луханин. – Волгоград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет», 2022. – 211 с. – ISBN 978-5-91833-207-8. – Текст: непосредственный.

3. Псюкало, С. П. Влияние упругого демпфирующего элемента на температурный режим подшипникового узла / С. П. Псюкало, В. А. Луханин. – DOI 10.53083/1996-4277-2023-225-7-93-98. – Текст: непосредственный // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2023. – № 7 (225). – С. 93-98.

4. Псюкало, С. П. Исследование работы звена карданного привода ВОМ трактора ХТЗ-150К-09 / С. П. Псюкало, В. А. Полуян, В. А. Луханин.

– Текст: непосредственный // Технический сервис машин. – 2022. – № 2 (147). – С. 43-50.

5. Серегин, А. А. Диагностирование подшипников качения со структурно-энергетических позиций / А. А. Серегин, В. А. Скляр, С. П. Псюкало. – Текст: непосредственный // Труды ГОСНИТИ. – 2011. – Т. 108. – С. 100-106.

6. Повышение надежности рабочих органов почвообрабатывающих машин / А. П. Горбатько, В. А. Таранов, С. П. Псюкало, В. А. Глобин. – Текст: непосредственный // Активная честолобывающая интеллектуальная молодежь сельскому хозяйству. – 2019. – № 2 (7). – С. 32-35.

7. Кочергин, А. С. Восстановление и упрочнение рабочих органов сельскохозяйственных орудий / А. С. Кочергин, С. П. Псюкало. – Текст: непосредственный // Молодая наука аграрного Дона: традиции, опыт, инновации. – 2021. № 5. – С. 31-34.

8. Seregin, A., Nikitchenko, S., Kurochkin, V., Valuev, N., Smykov, S. (2018). Hinged aggregate for technical maintenance of machines: Modeling, testing and conditions of application. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 32. 3807-3815. DOI: 10.1007/s12206-018-0733-4.

9. Чунаков, С. Г. Восстановление поверхностей посадок узлов трения нанесением покрытий / С. Г. Чунаков, С. П. Псюкало, Д. А. Соловь-

ева. – Текст: непосредственный // Тенденции развития науки и образования. – 2021. – № 74-4. – С. 82-85.

10. Мелихов, М. Б. Ресурсосберегающая технология восстановления плунжерных пар агрегатов системы питания дизельных двигателей / М. Б. Мелихов, Л. А. Нагорский, С. П. Псюкало. – Текст: непосредственный // Вопросы эксплуатации и технического сервиса энергетических установок, транспортных и транспортно-технологических машин и комплексов: сборник материалов / Всероссийская научно-практическая конференция студентов и молодых исследователей. – 2021. – С. 55-56.

11. Голиков, Д. Е. Добавление серпентинита в смазку узлов трения как многофакторная защита от износа / Д. Е. Голиков, С. П. Псюкало. – Текст: непосредственный // Тенденции развития науки и образования. – 2022. – № 84-1. – С. 89-92.

12. Режимы испытаний подшипников: РДМ 37.006.006-84. – Текст: непосредственный.

### References

1. Patent No. 2276000 Rossiiskaia Federatsiia, MPK7 B23P 6/00. Sposob remonta podshipnikovogo uzla / Psiukalo S.P., Seregin A.A., Kalinin A.A.; zaiavitel i patentoobladatel Azovo-Chernomorskaia gosudarstvennaia agroinzhenernaia akademiia. – No. 2004133990/02; zaiavl. 22.11.04; opubl. 10.05.06, Biul. No. 13. – 3 s.: il.

2. Seregin A.A., Psiukalo S.P., Lukhanin V.A. Povyshenie nadezhnosti otdelnykh uzlov, peredach i agregatov mashin selskokhoziaistvennogo naznacheniia: monografiia. – Zernograd: Azovo-Chernomorskii inzhenernyi institut FGBOU VO «Donskoi GAU», 2022. – 211 s.

3. Psiukalo S.P., Lukhanin V.A. Vliianie uprugogo dempfiroiushchego elementa na temperaturnyi rezhim podshipnikovogo uzla // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2023. – No. 7 (225). – С. 93-98.

4. Psiukalo S.P., Poluian V.A., Lukhanin V.A. Issledovanie raboty zvena kardannogo privoda VOM traktora KhTZ-150K-09 // Tekhnicheskii servis mashin. – 2022. – No. 2 (147). – С. 43-50.

5. Seregin A.A., Skliar V.A., Psiukalo S.P. Diagnostirovanie podshipnikov kacheniiia so strukturno-energeticheskikh pozitsii / Trudy GOSNITI. – 2011. – Т. 108. – С. 100-106.

6. Gorbatiuk A.P., Taranov V.A., Psiukalo S.P., Globin V.A. Povyshenie nadezhnosti rabochnikh organov pochvoobrabatyvaiushchikh mashin // Aktivnaia chestoliubivaia intellektualnaia molodezh selskomu khoziaistvu. – 2019. – No. 2 (7). – С. 32-35.

7. Kochergin A.S., Psiukalo S.P. Vostanovlenie i uprochnenie rabochnikh organov selskokhoziaistvennykh orudii // Molodaia nauka agrarnogo Dona: traditsii, opyt, innovatsii. – 2021. – No. 5. – С. 31-34.

8. Seregin, A., Nikitchenko, S., Kurochkin, V., Valuev, N., Smykov, S. (2018). Hinged aggregate for technical maintenance of machines: Modeling, testing and conditions of application. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 32. 3807-3815. DOI: 10.1007/s12206-018-0733-4.

9. Chunakov S.G., Psiukalo S.P., Soloveva D.A. Vosstanovlenie poverkhnostei posadok uzlov treniia naneseniem pokrytii // Tendentsii razvitiia nauki i obrazovaniia. – 2021. – No. 74-4. – С. 82-85.

10. Melikhov M.B., Nagorskii L.A., Psiukalo S.P. Resursosberegaiushchaia tekhnologiia vosstanovleniia plunzhernykh par agregatov sistemy pitaniia dizelnykh dvigatelei // Voprosy ekspluatatsii i tekhnicheskogo servisa energeticheskikh ustanovok, transportnykh i transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Materialy Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii studentov i molodykh issledovatelei. – 2021. – С. 55-56.

11. Golikov D.E., Psiukalo S.P. Dobavlenie serpentinita v smazku uzlov treniia kak mnogofaktornaia zashchita ot iznosa // Tendentsii razvitiia nauki i obrazovaniia. – 2022. – No. 84-1. – С. 89-92.

12. Rezhimy ispytaniia podshipnikov: RDM 37.006.006-84.

