

УДК 621.921.43

ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДРЕВЕСИНЫ ДЛЯ РЕМОНТА УЗЛОВ ТРЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ

В.Б. ВРУБЛЕВСКИЙ, А.Б. НЕВЗОРОВА, К.М. СИДОРЕНКО, В.И. ВРУБЛЕВСКАЯ
(Белорусский государственный университет транспорта, Гомель)

Определены граничные условия работоспособности самосмазывающихся подшипников скольжения из древесины торцово-прессового деформирования по количеству предельно отводимого тепла из зоны трения. Расчетные данные представлены в виде диаграмм, позволяющих легко определять грузоподъемность подшипников скольжения в заданных условиях и принимать решение о целесообразности по взаимозаменяемости или о возможном конструктивном изменении узла трения.

Введение. В настоящее время в узлах трения машин используются в основном подшипники качения и металлические подшипники скольжения, которые при работе в абразивно-агрессивных средах корродируют, заклинивают, а также требуют регулярного подвода смазки и технического ухода. Наряду с этим в Белорусском государственном университете транспорта созданы подшипники скольжения самосмазывающиеся (ПСС) на основе прессованной древесины (рис. 1), изготовленные методом торцово-прессового деформирования (ТПД), обладающие высокой работоспособностью в этих условиях и превосходящие по сроку службы названные подшипники в 2...5 раз. Такие подшипники хорошо себя зарекомендовали для эксплуатации в абразивно-агрессивных средах, при переменной влажности и температуре, недоступности регулярной смазки и др., где применение серийно выпускаемых подшипников качения и металлических подшипников скольжения нецелесообразно из-за преждевременного выхода из строя не только подшипников, но и сопряженных с ними деталей.

Новый метод ТПД для изготовления ПСС стал известен относительно недавно, однако, он признан прогрессивным и уже внедрён в производство. ПСС с момента их создания широко используются во многих узлах трения.

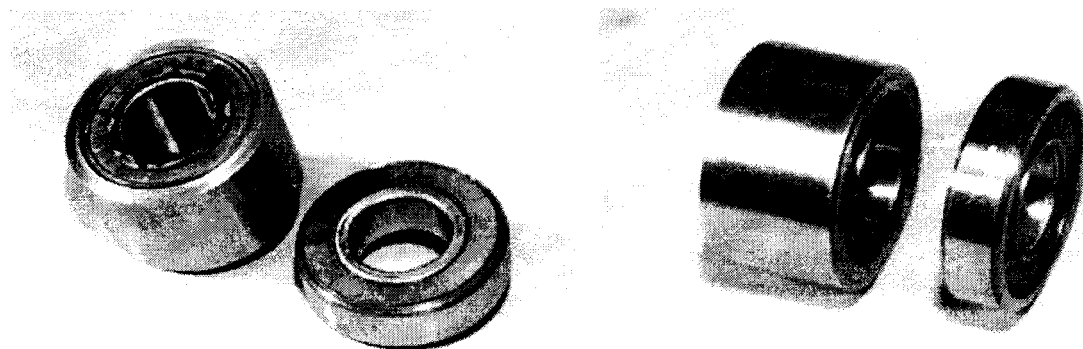


Рис. 1. Подшипники скольжения самосмазывающиеся

Цель. Отказ узлов трения с подшипниками качения и металлическими подшипниками скольжения различных машин и механизмов по причине износа составляет 85...90 %. Замена их в условиях острого дефицита металла, запчастей, роста их стоимости делает эту задачу весьма сложной, а порой неразрешимой. Кроме того, ремонты машин превышают стоимость новых в 5...10 раз, техобслуживание в 5...25 раз. Поэтому увеличение износостойкости узлов трения занимает одно из центральных мест в комплексной проблеме повышения надёжности машин и механизмов, которую мы попробуем решить в этой работе.

Результаты и их обсуждение. По данной технологии были изготовлены опытные образцы, которые прошли государственные испытания на Белорусской Государственной сельскохозяйственной машиноиспытательной станции (МИС) в скребковых навозоуборочных транспортёрах ТСН-160А и ТСН-3Б в узлах трения поворотных и натяжных звёздочек взамен шарикоподшипников № 308.

В поворотных и натяжных звёздочках транспортёров установлены по два подшипника качения № 308, разделённых распорным кольцом 7, нижняя и верхняя 4 крышки имеют уплотнения (сальники) 5 (рис. 2, а).

Для проведения сравнительных испытаний в узлах трения были установлены ПСС широкие (рис. 2, б) заменяющие два подшипника качения. При этом упростилась конструкция узла трения: отпала необходимость в установке распорного кольца 7, уплотнений 5 и крышек 4.

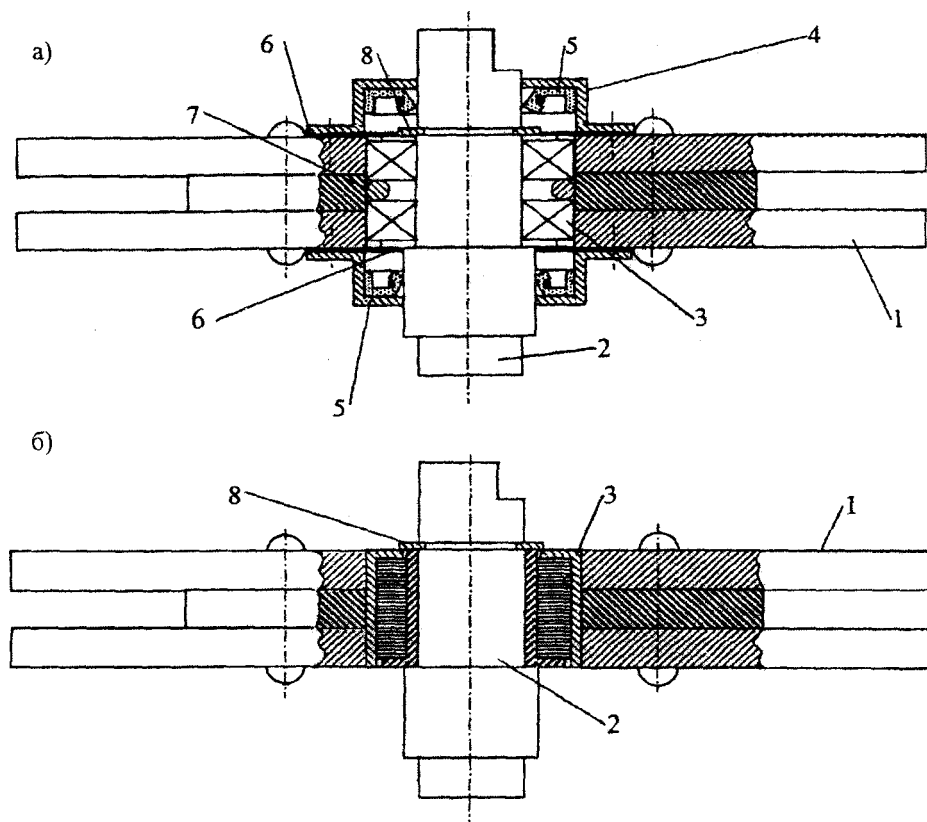


Рис. 2. Узел трения звездочки транспортёра с подшипниками качения (а) и с ПСС (б):
1 - звездочки; 2 - вал; 3 - подшипники качения (а) и ПСС (б); 4 - крышка; 5 - сальник; 6 - прокладка;
7 - распорное кольцо; 8 - фиксирующее кольцо

В результате анализа проведённых специальных испытаний установлено соответствие ПСС-308 требованиям системы стандартов безопасности труда. Установка ПСС в звёздочки транспортёра не вызывает затруднений. Нароботка ПСС на время осмотра составила 1212 часов. При этом величина износа ПСС и стального кольца незначительна - 0,15...0,2 мм. Зазор между ПСС и внутренним кольцом практически не изменился, что свидетельствует о работе ПСС как подшипника с низким коэффициентом трения и высокой износостойкостью в условиях агрессивной среды. Новые шарикоподшипники № 308 за это время в большинстве случаев вышли из строя из-за сильной коррозии и растрескивания сепараторов, а которые продолжали работать, имели большие зазоры (0,58...0,98 мм) и были непригодны для дальнейшей эксплуатации. Срок службы ПСС превысил срок службы подшипников качения в 2...3 раза.

Испытания ПСС на долговечность при различных нагрузках и частоте вращения $n = 1250$ об/мин (или скорости скольжения $v = 1,3$ м/с) проводили на испытательном стенде Всесоюзного научно-исследовательского института подшипниковой промышленности ВНИПП-539, установленном в заводской лаборатории Гомельского подшипникового завода. Продолжительность испытаний определялась с учётом следующих факторов;

- скорость движения трактора в среднем составляет 10 км/ч или $v = 2,8$ м/с;
- диаметр сошника $D = 330$ мм;
- длина наружной окружности сошника $l = \pi D = \pi 330 = 1036$ мм;
- частота вращения сошника $n = v/l = 2800/1036 = 2,7$ об/с или 162 об/мин;
- за сезон трактор вспахивал 310 га за 95 ч, сошник за это время делал 925000 оборотов.

На рис. 3 изображено устройство к испытательному стенду с узлами трения, в которых установлены ПСС-503. Вращение вала осуществляется от электродвигателя через ременную передачу. Нагрузка на испытываемые подшипники создается давлением масла при помощи масляного насоса.

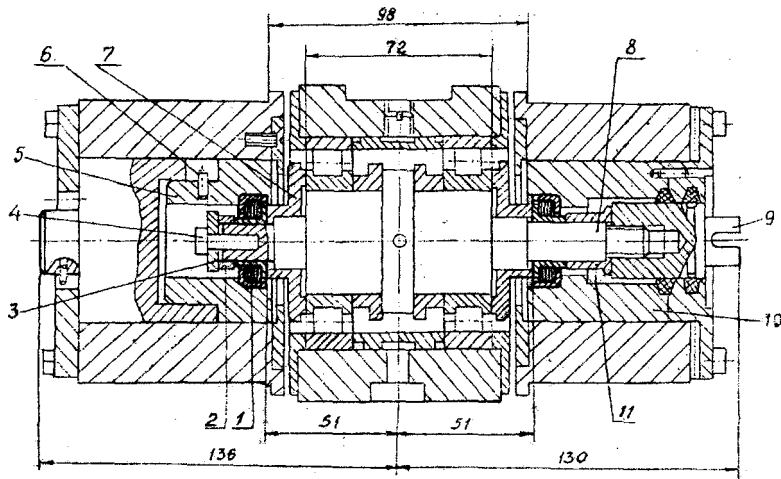


Рис. 3. Наладка с узлами трения к испытательному стенду ВНИИП-539:
 1 - ПСС; 2 - кольцо; 3 - шайба; 4 - болт; 5 - гильза; 6 - штопор;
 7 - кольцо; 8 - вал; 9 - гайка; 10 - гильза; 11 - втулка

Испытания проводились при давлениях $P = 1; 2; 4$ и 8 МПа. Результаты испытаний приведены в таблице.

Данные испытаний ПСС-503 на стенде ВНИИП-539
 при частоте вращения 1250 об/мин ($n = 20,8$ об/с; $v = 1,3$ м/с)

Давление P , МПа	Произведение давления на скорость $p \cdot v$, МПа-м/с	Продолжительность работы t , ч	Количество оборотов за 1 ч	Количество оборотов за время работы
1	1,3	1200	75000	$9 \cdot 10^7$
2	2,6	1000	75000	$7,5 \cdot 10^7$
4	5,2	800	75000	$6 \cdot 10^7$
8	10,4	132 (пригорел)	75000	$9,9 \cdot 10^6$

Теоретическое обоснование и проведённые экспериментальные исследования позволили изучить поведение подшипников скольжения самосмазывающихся на основе древесины торцово-прессового деформирования (ПСС) при трении с учётом теплового баланса и определить их грузоподъемность и рациональную область применения.

Результаты проведённых исследований были обобщены в номограмме. Опираясь на номограмму и зная условия работы любого узла трения (скорость скольжения вала, диаметр вала, частоту вращения, расчетную нагрузку), можно ответить на вопрос о целесообразности замены подшипников качения на ПСС.

В результате проведенных расчетов предлагается следующая методика определения нагрузочной способности узла трения, переводимого на ПСС или вновь конструируемого:

- определяется количество отводимого тепла от зоны трения ПСС;
- по полученным данным, используя номограмму, определяем искомую нагрузочную способность, а также выбор серии и номера подшипника.