

УДК 674.05:620.16

DOI: 10.37482/0536-1036-2021-2-156-168

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДРЕВЕСНО-МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ЛЕСОПРОМЫШЛЕННЫХ МАШИН

Г.А. Пилюшина, канд. техн. наук, доц.; ResearcherID: [H-1699-2019](https://orcid.org/0000-0002-2422-0919)

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2422-0919>

П.Г. Пыриков, д-р техн. наук, проф.; ResearcherID: [AAR-1011-2020](https://orcid.org/0000-0003-2338-7458)

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2338-7458>

Е.А. Памфилов, д-р техн. наук, проф.; ResearcherID: [H-1866-2019](https://orcid.org/0000-0002-1522-7246)

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1522-7246>

А.Я. Данилюк, аспирант

В.В. Капустин, аспирант; ResearcherID: [AAT-1199-2020](https://orcid.org/0000-0002-5207-172X)

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5207-172X>

Брянский государственный технический университет, б-р 50 лет Октября, д. 7, г. Брянск, Россия, 241035; e-mail: rector@tu-bryansk.ru, pyrikovpg@mail.ru

Аннотация. Работоспособность подшипников скольжения в лесопромышленных машинах и оборудовании в значительной мере определяется грузоподъемностью и антифрикционными качествами, зависящими от несущей способности материала втулки (вкладыша), жесткости конструкции и характера усилий при эксплуатации. При этом в материалах подшипников происходят циклические изменения состояния материала втулки, а также элементов, обеспечивающих армирующие, теплопроводящие и противоизносные функции. Отражены результаты исследований напряженно-деформационного состояния анизотропных композиционных материалов в конструкциях древесно-металлических подшипников скольжения. Предложен способ обеспечения виброустойчивости, основывающийся на поддержании изменяющихся в ходе изнашивания демпфирующих свойств опоры. Описан функционал разработанной программы, с помощью которой решаются контактная и тепловая задачи при проектировании подшипников скольжения. Создан и исследован древесно-металлический материал для изготовления вкладышей и втулок подшипников из клееных композиций, в состав которых входит вибропоглощающая мелкофракционная составляющая, находящаяся в вибровзвешенном состоянии, и неоднородная по толщине втулки слоистая структура, характеризующаяся изменяющимся модулем упругости и обеспечивающая демпфирующие свойства. Предложенная конструкция подшипника скольжения с использованием данного материала ориентирована на его применение преимущественно при ударно-циклическом нагружении, что характерно для условий эксплуатации большинства лесопромышленных машин и оборудования.

Для цитирования: Пилюшина Г.А., Пыриков П.Г., Памфилов Е.А., Данилюк А.Я., Капустин В.В. Повышение работоспособности древесно-металлических подшипников скольжения лесопромышленных машин // Изв. вузов. Лесн. журн. 2021. № 2. С. 156–168. DOI: 10.37482/0536-1036-2021-2-156-168

Финансирование: Проект «Исследование и создание подшипников скольжения повышенной износостойкости на основе древесно-металлических композиционных материалов» в рамках государственного задания Минобрнауки РФ (проект № 9.10677.2018/11.12).

Ключевые слова: опора трения-скольжения, композиционный материал, контактная задача, метод конечных элементов, анизотропия, вибропоглощение, контактное давление, напряжение, деформация, износостойкость.

Введение

Работоспособность подшипников скольжения обеспечивается сохранностью смазочной пленки на поверхностях скольжения. Разрыв этой пленки происходит под действием чрезмерного поверхностного давления. При этом существенны следующие факторы: скорость скольжения, температура на контактных поверхностях и физические свойства композиционных материалов [1, 4, 11].

В значительной степени работоспособность древесно-металлических подшипников скольжения (в среднем 10 000 ч) также ограничивают ударно-вибрационные воздействия, уплотняющие антифрикционный материал втулки с его последующим разрушением усталостного характера [2, 7]. Этому предшествует ослабление посадки на вал, инициирующее автоколебания с сопутствующим проникновением продуктов износа и разного рода реагентов, оказывающих деструктивное воздействие.

При низкочастотных механических воздействиях, характерных для условий работы лесопромышленных машин, а также подъемно-транспортной механизации (транспортеров, лебедок, бревнотасок, штабелеров и др.), во втулках и вкладышах подшипников возникают необратимые остаточные деформации, вызванные повреждениями древесины на молекулярном уровне. В результате вибрационных нагрузок эти повреждения интенсифицируются и приводят к разрушению подшипников при сравнительно невысоком уровне напряжений.

Наряду с тепловыми расчетами и расчетами по термо- и влагоупругости для подшипников, изготовленных на основе древесно-металлических композиций, важно определение предельно допустимых нагрузок и напряжений с вводом допущений макроскопической или статистической гомогенности среды [4, 6, 10, 18, 21]. Для выявления механизма разрушения материалов несущих элементов подшипника (втулок и вкладышей) каждая фаза древесно-металлического композита должна отвечать условиям непрерывности векторов напряжений и перемещений по границам [12], что не представляется возможным.

Для предсказания эффективных свойств идеализированной гомогенной среды через свойства фаз и их геометрические характеристики используется процедура осреднения [8, 9]. Полученные в результате данные можно использовать в расчетах подшипников из древесно-металлического композита [13, 14]. Соотношения между эффективными свойствами и свойствами фаз лежат в основе оптимизации их конструкций.

Цель исследования – разработка программного комплекса для решения нелинейной контактной задачи и определения напряженного состояния всех элементов подшипника скольжения, в конструкции которого используются древесно-металлические компоненты.

Объекты и методы исследования

На стадии проектирования подшипников скольжения, в состав которых включены элементы из древесно-металлических композиционных материалов, принципиально важным является решение контактной и тепловой задач, что

позволит, с одной стороны, обосновать возможность применения того или иного типа подшипника в заданных условиях эксплуатации, а с другой – разработать модель конструкции подшипника, соответствующую требованиям технического задания.

В ходе решения контактной задачи для оценки грузоподъемности подшипника скольжения с применением в качестве несущих элементов (втулок) полидисперсных резко гетерогенных древесно-металлических материалов был применен разработанный коллективом авторов программный продукт DSMFEM (язык программирования – Фортран), имеющий сертификат госрегистрации.

Оценку несущей способности подшипника осуществляли в два этапа.

1. Задаются основные параметры подшипника, основанные на общих конструктивных соображениях и простейших оценках его несущей способности (как правило, по номинальным контактным давлениям, на основе простейших аналитических зависимостей).

2. Оцениваются реальные контактные давления и напряжения в конструкции подшипника на этапах «пуск-торможение» и в условиях масляного голодания (режим максимальных напряжений). Проверяется обеспечение жидкостного режима смазки и теплового режима при определенных давлении и частоте вращения вала в соответствии с ГОСТ 7902–2001 [5], важнейшим элементом которого является обоснование теплового режима работы подшипника.

Причем аналитические расчеты, выполняемые по этому ГОСТу, применяются только для металлических подшипников, не содержащих деталей сложной формы, и не всегда верны для подшипников с древесно-металлическими компонентами, поэтому некоторые положения ГОСТа требуют корректировки.

Термическое сопротивление конструкции из-за низкой теплопроводности древесных композиций сопоставимо с сопротивлением на поверхности, и все элементы в составе конструкции должны быть взаимосвязаны. Необходимые для этого расчеты в случае цилиндрических однородных подшипников можно сделать аналитически, однако для подшипников с древесными элементами (втулками, вкладышами и др.) и металлическими вставками, повышающими допустимые давления и теплопроводность, определение распределения температур и деформаций возможно только численными методами. При этом решение и тепловой, и упругой статической задачи предложено выполнять на одних и тех же конечно-элементных моделях, что упрощает процесс.

Матрица жесткости материала втулки подшипника рассчитывается как интеграл по объему конечного элемента от произведения трех матриц:

$$[K] = \int_V ([B]^T [D] [B] |J|) dV,$$

где $[B]$ – матрица градиентов, составленная из производных функций формы по глобальным координатам; T – температура; $[D]$ – матрица упругости; $|J|$ – определитель матрицы Якоби (якобиан); V – скорость.

Контактная задача для древесно-металлического подшипника скольжения сводится к решению нелинейной системы уравнений итерационным методом релаксации [3].

Для подготовки данных о подшипнике используется препроцессор (рис. 1). Пользователю предлагается выбрать тип исполнения корпуса подшипника и задать основные размеры (в мм), определяющие геометрию его элементов. Для справки в центральной части диалогового окна выводится эскиз подшипника с обозначением необходимых размеров.

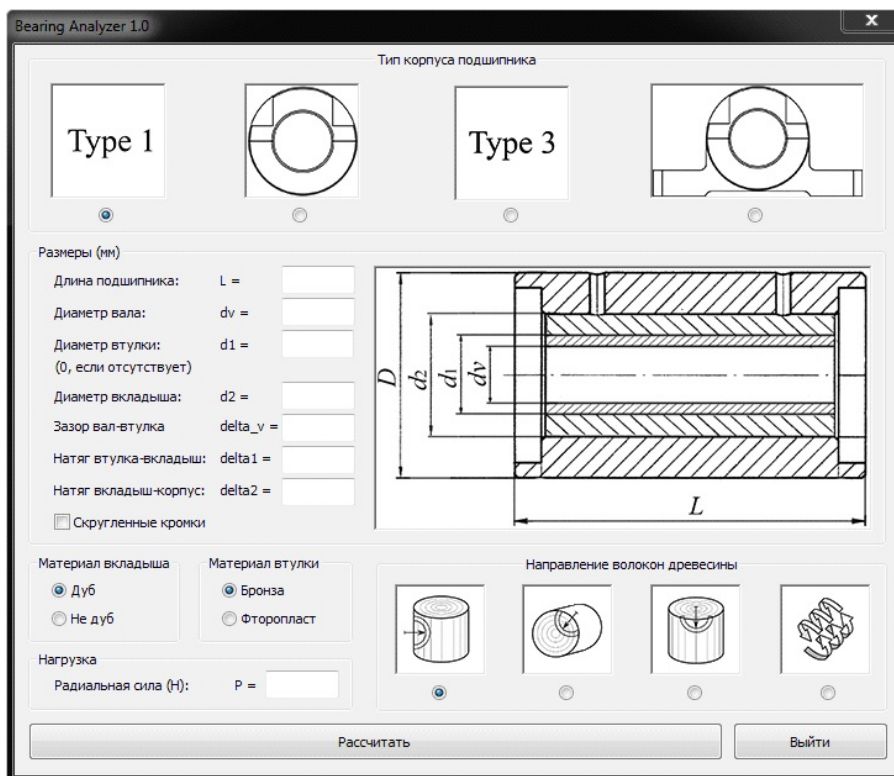


Рис. 1. Диалоговое окно ввода данных подшипника

Fig. 1. Bearing data entry form

При включении флажка «Скругленные кромки» в момент построения конечно-элементной модели формируются фаски на краях контактирующих тел для снижения краевого эффекта.

Далее выбираются материалы вкладыша и втулки и направление волокон древесины, из которой изготовлен вкладыш (в случае применения массива древесины). В качестве нагрузки на подшипник задается значение радиальной силы.

После завершения расчета данные сохраняются в текстовом файле в виде набора параметров и служат исходными для построения конечно-элементной модели подшипника.

Конечно-элементная модель подшипникового узла (рис. 2) представлена корпусом соответствующего типа, втулкой, контактирующей с валом, и вкладышем из древесно-металлического композита. Для удобства формирования модели корпус разделен на две части: цилиндрическая втулка, непосредственно контактирующая с древесным вкладышем, и сам корпус, который обеспечивает установку подшипникового узла на опоры.

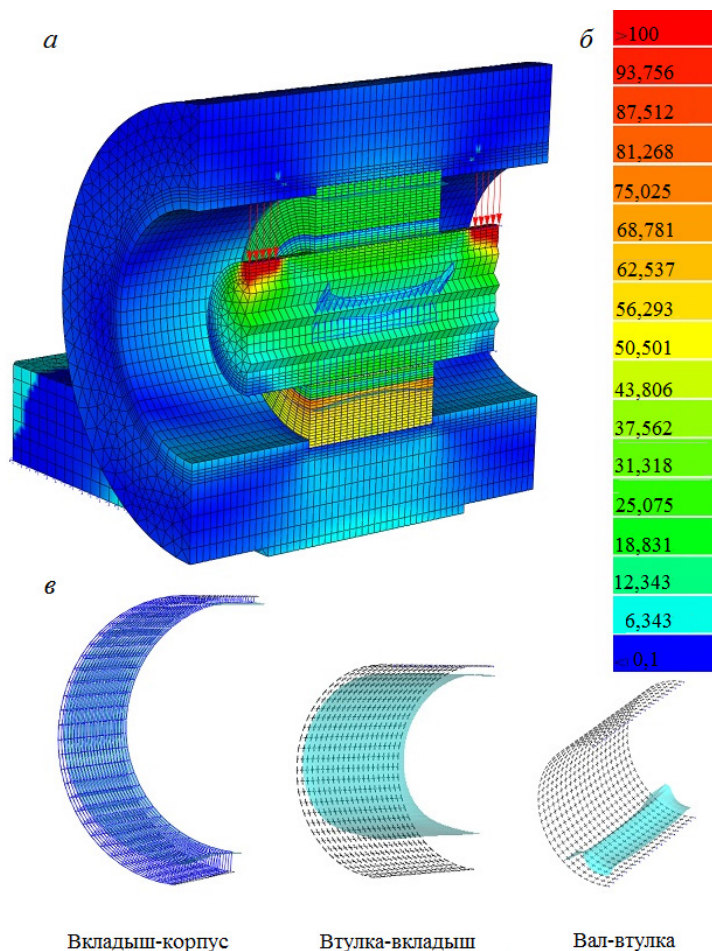


Рис. 2. Конечно-элементная модель подшипника (а) с распределением эквивалентных напряжений МПа (б), и эпюры контактных давлений на трех контактных поверхностях (в)

Fig. 2. Finite element model of the bearing (a) with the distribution of equivalent stresses (MPa) (b) and share and moment diagrams of contact pressures on three contact surfaces (c)

Между валом и втулкой задается гарантированный зазор; между остальными деталями (втулка, вкладыш и корпус) моделируется как зазор, так и натяг. Нумерация узлов (всего 120 тыс. и более) начинается от прилагаемой силы и далее – к остальным узлам послойно, что обеспечивает возможность фиксирования «истории нагружения» для учета направления сил трения.

Конечно-элементная модель подшипника с древесно-металлическим анизотропным материалом втулки (вкладыша) с учетом многослойного контакта между его составляющими формируется макросами – наборами макрокоманд, которые интерпретируются модулем создания конечно-элементной модели [16, 19]. Отдельные макросы подготовлены для создания цилиндрической втулки, вала и контакта. Описания типовых корпусов подключаются из внешних параметризованных файлов.

Внешние связи вводятся на элемент «корпус»; радиальная нагрузка приложена на концах вала.

Для идеального (строго цилиндрического и без дефектов) ствола дерева может быть принята цилиндрическая анизотропия, однако для технологически созданных элементов (вкладышей) такое описание уже несправедливо. Для сравнительно небольших по отношению к диаметру ствола размеров вкладышей можно пренебречь кривизной слоев и рассматривать древесину как ортотропный материал. При использовании более простого способа представления структуры древесины не учитывается различие упругих свойств в радиальном и тангенциальном направлениях, что позволяет допустить трансверсально-изотропную форму.

Принимая для древесины дуба в качестве главных направлений осевое (a), радиальное (r) и тангенциальное (t), запишем параметры упругости: $E_a = 14\,200$ МПа; $E_r = 1400$ МПа; $E_t = 1010$ МПа; $G_{ra} = 1420$ МПа; $G_{ta} = 980$ МПа; $G_{rt} = 470$ МПа; $\mu_{ra} = 0,43$; $\mu_{ta} = 0,41$; $\mu_{tr} = 0,83$, а из уравнений связи – соответствующие коэффициенты: $\mu_{ar} = 0,042$; $\mu_{at} = 0,029$; $\mu_{rt} = 0,599$. (E – модуль упругости древесины; G – модуль сдвига древесины; μ – коэффициент поперечной деформации древесины).

Решение контактной задачи выполнялось для 4 типов ориентации волокна древесины вкладыша относительно внешней нагрузки (рис. 3); при этом подшипник рассматривался в единой системе координат. Главные направления анизотропии вкладыша соответствовали основным направлениям. Полученная в локальной системе координат (для типа IV) матрица жесткости конечного элемента преобразовывалась к основным осям умножением на матрицу косинусов.

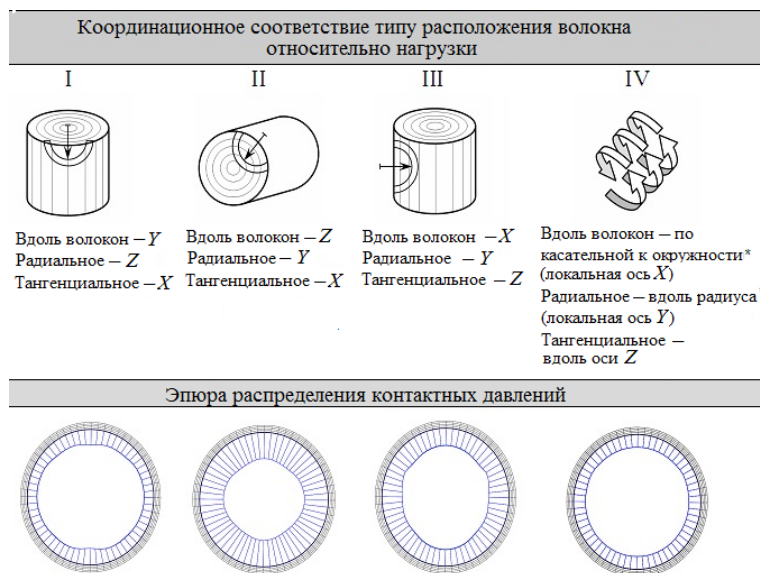


Рис. 3. Схемы расположения волокон древесины относительно внешней нагрузки во вкладышах подшипников и соответствующие им эпюры контактных давлений (*направления для каждого конечного элемента различны)

Fig. 3. Layouts of wood fibers in relation to external load in bearing inserts and their corresponding contact pressure diagrams (*directions are different for each finite element)

Как видно из рис. 3, влияние анизотропии чаще всего прослеживается на распределении контактных давлений между корпусом и вкладышем при сборке с натягом.

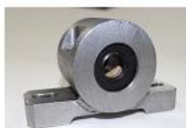
Данные о характере распределения давлений и напряжений, полученные в ходе решения контактной задачи, позволяют обосновать технологические пути создания композиционных древесно-металлических материалов, реализованные при разработке конструкций подшипников (рис. 4).



Двухслойный композиционный материал втулки в виде цельного торцового тангенциального среза массива древесины лиственных пород, пропитанный восстановленной электролитической медью. Влажность 6–8 %. Импланты – тороидные или призматические вставки, взаимодействующие с корпусом подшипника. Обеспечивают улучшенную теплопроводящую способность при повышенных скоростях. Эксплуатация с принудительной смазкой. Принцип антифрикционности основан на явлении избирательного переноса. Не содержит клевого связующего. Не содержит сальниковых уплотнителей. Посадочный диаметр обеспечивается с допуском цилиндричности.



Материал втулки представлен древесно-металлическим слоистым композитом, состоящим из картона, армирующей металлической сетки, наполнителя с повышенными демпфирующими свойствами, находящимися в частично или полностью виброзвешенном состоянии, и не менее чем трех слоев шпона из древесины с разным модулем упругости (преимущественно ясеня, дуба, пихты). Связующее – термостойкая эпоксидная смола. Втулка несущая – медь. С принудительной смазкой. Материал разработан для использования в узлах трения с повышенными динамическими нагрузками при невысоких окружных скоростях.



Втулка из цельного массива древесины (дуб, ясень, груша) торцового (тангенциального) среза. Прессованная < 30 %. Влажность 6–8 %. Модифицирование парафином (церезином), глицерином методом «холодной-горячей» ванны. Выпускается с покрытием MoS_2 или тканевым покрытием с тефлоновыми нитями. Самосмазывающийся материал.



Двухслойный коротковолнистый композиционный материал втулки в виде древесно-металлической пресс-массы (древесная мука дуба фракции 0,13...0,25 мм, медный порошок фракции 0,045...0,450 мм, парафин) с регулируемой концентрацией древесной и металлической составляющих в зависимости от условий работы при экструдировании. Связующее – мочевиномеламиновая смола с отвердителем. Втулка несущая – фторопласт, баббит. Отличается повышенной теплопроводностью благодаря введению в состав помимо медного порошка алюминиевой пудры или уротропина (гексаметилентетрамина). Возможно применение без несущей втулки при консистентной или капельной подаче смазочной среды. Антифрикционные добавки: графит кристаллический серебристый или скрыто-металлический (аморфный, литейный).



Рис. 4. Конструктивные решения древесно-металлических подшипников скольжения и свойства композиционных материалов втулок (вкладышей)

Fig. 4. Designs of wood-metal slide bearings and properties of composite materials of sleeves (inserts)

Результаты исследования и их обсуждение

Анализ полученных значений контактных давлений, напряжений и перемещений в анизотропном материале втулки при допущении условий эксплуатации с одновременным вращением и ударным нагружением вала сосредоточенной силой позволяет отметить характерное формоизменение, связанное с изнашиванием и обуславливающее нестабильность напряженно-деформационного состояния в подшипнике в течение наработки. Это выражается в виде образующейся со стороны торца втулки (преимущественно со стороны прилагаемой нагрузки) конусности, величина которой определяется интенсивностью и характером трибопроцессов.

При изнашивании эффективная площадь контакта втулки с валом становится меньше на величину высоты конуса износа; соответственно возрастает длина не опертой (консольной) части вала, в которой амплитуда колебаний превышает предельно допустимый зазор. Кроме того, изменяется момент инерции сечения втулки и собственная частота колебаний системы «вал– втулка», следствием чего является ухудшение демпфирующей способности опоры в целом, проявляющееся в возрастании амплитуды колебаний консольной части вала.

Диссипируемая энергия колебаний расходуется на внутреннее трение в материалах деталей подшипника, а также на внешнее трение между его составляющими элементами; оставшаяся энергия полностью реализуется в форме свободных колебаний. При этом ширина резонанса и энергетический потенциал системы (разница между запасенной и расходуемой в период колебаний энергией) определяются, в частности, добротностью материала втулки.

Учитывая, что добротность системы обусловлена реологическими необратимыми процессами пластического оттеснения, происходящими в материале втулки в ходе изнашивания, можно принять следующее допущение: от прирабатываемости и износостойкости материала втулки зависит скорость развития колебательных процессов. При этом повышение добротности сопровождается снижением демпфирующей способности подшипника.

Таким образом, величина износа втулки подшипника коррелирует с демпфирующей способностью материала, добротностью и виброустойчивостью в целом.

Для увеличения вибропоглощения предложено формировать втулку навивкой на бронзовый пустотелый цилиндр ленты технического картона, а затем армирующей металлической сетки с последующим заполнением ее ячеек древесной мукой с кварцевым песком. Наружный диаметр втулки подшипника изготавливается из лигнофоля, представленного не менее чем тремя послойно расположенными в последовательности уменьшения к наружному диаметру значений модуля упругости породами древесины. В такой композиции волокнистая структура картона и древесины способствует снижению колебаний со стороны вращающегося вала вследствие диссипации энергии, передающейся в объеме композита между волокнами, а также слоями ранней (менее плотной) и поздней древесины. Причем декремент колебаний имеет максимум в слоях лигнофоля, характеризующихся меньшими значениями модуля упругости.

Под воздействием вибрации в структуре древесины распространяются волны деформации. От источника вибрационных возмущений древесина ранней и поздней зоны, а также слои, образованные сочетанием картона, древесной

муки с кварцевым песком и шпона, оказываются нагруженными механическими импульсами. Вследствие инерционности, наличия сил трения и необратимых деформаций импульсы по мере прохождения через структурные слои во втулке подшипника постепенно ослабевают. Таким образом, энергия колебательного движения источника вибрации в процессе прохождения волны затрачивается на ускорение среды и восполнение потерь при необратимых деформациях [15, 20].

Целесообразность заполнения ячеек металлической сетки древесной мукой с кварцевым песком обусловлена вибродиссипативными свойствами сыпучих сред. Диссипация происходит вследствие трения сухих поверхностей частиц древесины и песка друг о друга, необратимых деформаций недостаточно упругих фаз, наличия различных сил сопротивления перемещению частиц (сил сцепления). Диссипация энергии вибровозмущения обусловлена также асимметрией системы «частицы сыпучего материала – ограничивающие плоскости и поверхности», что обеспечивает преодоление сил трения, возникающих при относительном движении частиц сыпучей массы. Виды сопротивления при этом обобщенно сводятся к вязким и сухим сопротивлениям, а вибрация играет роль дополнительного «быстрого» движения, накладывающегося на основное «медленное» [17]. Взаимосвязь между частицами снижается, и сыпучий материал переходит в частично или полно вибровзвешенное состояние.

Потери кинетической энергии от вибрации в древесине, реализующей свои вибродемпфирующие свойства, можно условно разделить на два вида – объемные (за счет деформации сжатия–разряжения) и сдвиговые. В отличие от однородного материала, работающего только за счет потерь из-за объемной деформации (на сжатие или растяжение), скомбинированный из нескольких разнородных слоев (картона, металлической сетки с наполнителем и шпона) работает еще и за счет сдвиговой деформации между слоями. Вследствие этого в многослойном материале создаются условия для внутреннего отражения вибрационных волн.

Результаты сравнительных испытаний разработанного подшипника и прототипа приведены в таблице.

Результаты испытаний подшипника скольжения по критерию амплитуды вибрации вала

Параметры составляющих слоев втулки*		Частота нагружения, Гц	Амплитуда вибраций, $\cdot 10^{-3}$ м
Толщина слоев картона / общая толщина слоев	Толщина шпона древесины / общая толщина слоев		
0,25 / 0,75	1,0 / 3,0	2	0,10
0,50 / 1,50	1,2 / 3,6	50	0,12
1,00 / 3,00	1,5 / 4,5	100	0,17
Древесно-металлический подшипник из прессованной древесины [13]	–	–	0,55

*Структура композита: втулка длиной 50 мм и диаметром 32 мм; технический картон толщиной от 0,25 до 1,00 мм и плотностью 120...160 г/м²; эпоксидная смола ЭД-20; армирующая металлическая сетка с размерами ячеек 2,0×2,0 мм; древесная мука с кварцевым песком фракции 0,10...0,25 мм; шпон ясеня, дуба и пихты толщиной 1,0...1,5 мм с прикатыванием под давлением 0,5 МПа.

В отличие от аналогов разработанная конструкция втулки подшипника позволяет устойчиво обеспечивать виброгасящие свойства опор валов в диапазоне вибрационных возмущений от 2 до 100 Гц.

Выводы

1. Оценку несущей способности древесно-металлических подшипников скольжения с учетом анизотропии свойств предложено выполнять на основе анализа напряженно-деформационного состояния на контактных поверхностях вала, втулки, вкладыша и корпуса при решении контактной задачи методом конечных элементов.

2. Представлен алгоритм расчета различных типов подшипников и разработано программное обеспечение, позволяющее в зависимости от числа контактных поверхностей между элементами подшипника за счет увеличения количества узлов в конечно-элементной модели получить возможность детализации напряженно-деформационного состояния.

3. Разработана структура древесно-металлического материала для изготовления вкладышей и втулок подшипников из клееных композиций, в состав которых входит вибропоглощающая мелкофракционная составляющая, находящаяся в вибровзвешенном состоянии.

4. При прогнозировании работоспособности подшипников скольжения и обоснованном выборе путей повышения их срока службы необходимо оценивать взаимовлияние совокупностей, обуславливающих механические и химические формы изнашивания вследствие взаимовлияния триботехнических и эксплуатационных факторов, порождающих синергетический рост и интенсификацию протекающих процессов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Астапович Г.Н., Врублевский В.Б. Использование древесины в качестве подшипникового материала: тез. докл. 6-й республик. науч. конф. студентов и аспирантов «Физика конденсированных сред». Гродно: Изд-во ГрГУ, 1998. С. 8. [Astapovich G.N., Vrublevskiy V.B. The Use of Wood as a Bearing Material: *Proceedings of the 6th Republican Scientific Conference of Students and Postgraduates "Physics of Condensed Media"*. Grodno, GrSU Publ., 1998. 8 p.].

2. Белокуров В.П., Смольяков А.И. Напряженно-деформированное состояние анизотропных подшипников скольжения из прессованной древесины // Славянтрибо-4. Трибология и технология: тез. докл. междунар. симп. Санкт-Петербург, 23–27 июля 1997 г. Рыбинск: Рыбин. гос. авиац. технол. акад. им. П.А. Соловьева, 1997. С. 39–42. [Belokurov V.P., Smol'yakov A.I. Stress-Strain Behavior of Anisotropic Sliding Bearings Made of Molded Wood. *Slavantribo-4. Tribology and Technology: Proceedings of the International Symposium. Saint Petersburg, July 23–27, 1997*. Rybinsk, RGATA imeni P.A. Solov'yeva Publ., 1997, pp. 39–42].

3. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы: пер. с англ. М.: Мир, 1984. 428 с. [Gallagher R.H. *Finite Element Analysis: Fundamentals*. Trans. from English. Moscow, Mir Publ., 1984. 428 p.].

4. Геккер Ф.Р. Динамическая модель узлов трения, работающих без смазочных материалов // Трение и износ. 1993. № 6. С. 1051–1058. [Gekker F.R. Dynamic Model of Friction Units Operating without Lubricants. *Treniye i iznos* [Friction and Wear], 1993, no. 6, pp. 1051–1058].

5. ГОСТ ИСО 7902-1–2001. Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Ч. 1. Метод расчета. М.: Изд-во стандартов, 2002. 28 с. [*State Standard ISO. GOST ISO 7902-1–2001. Hydrodynamic Plain Journal Bearings under Steady-State Conditions. Circular Cylindrical Bearings. Part 1. Calculation Procedure*. Moscow, Izdatel'stvo standartov, 2002. 28 p.].

6. Зернин М.В. Расчетно-экспериментальная оценка долговечности подшипников скольжения по системе критериев взаимодействия и повреждения поверхностей // Изв. РАН. Механика твердого тела. 2001. № 3. С. 190–191. [Zernin M.V. Computational and Experimental Evaluation of the durability of Sliding Bearings according to the System of Criteria of Interaction and Damage of Surfaces. *Izvestiya Rossiyskoy akademii nauk. Mekhanika tverdogo tela* [Mechanics of Solids], 2001, no. 3, pp. 190–191].

7. Памфилов Е.А., Шевелева Е.В., Сидоров О.В., Муратов Д.И. Подшипник скольжения. Патент № 2286489 Российская Федерация, F 16 C 33/18; заявл. 14.03.2005; опублик. 27.10.2006. [Pamfilov E.A., Sheveleva E.V., Sidorov O.V., Muratov D.I. *Slider Bearing*. Patent RF no. RU 2286489 C1, 2006].

8. Пыриков П.Г., Ольшевский А.А., Данилюк А.Я. К вопросу решения контактной задачи в оценке нагруженности древесно-металлических подшипников // XII Всерос. съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики: сб. тр. в 4 т. Т. 3: Механика деформируемого твердого тела. Уфа: РИЦ БашГУ, 2019. С. 967–969. [Pyrikov P.G., Ol'shevskiy A.A., Danilyuk A.Ya. To the Solution of the Contact Problem in Assessing the Loading of Wood-Metal Bearings. *XII All-Russian Congress on Fundamental Problems of Theoretical and Applied Mechanics: Proceedings in 4 Vol. Vol. 3: Mechanics of Deformable Solids*. Ufa, RIC BashSU Publ., 2019, pp. 967–969]. DOI: [10.22226/2410-3535-2019-congress-v3](https://doi.org/10.22226/2410-3535-2019-congress-v3)

9. Симин А.П. Повышение долговечности вкладышей подшипников скольжения, изготавливаемых из композиционных материалов на основе растительных полимеров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Брянск, 2003. 20 с. [Simin A.P. *Increasing the Durability of Slide Bearing Inserts Made of Composite Materials Based on Plant Polymers*: Cand. Eng. Sci. Diss. Abs. Bryansk, 2003. 20 p.].

10. Тихомиров В.П., Горленко О.А., Порошин В.В. Методы моделирования процессов в трибосистемах. М.: МГИУ, 2004. 292 с. [Tikhomirov V.P., Gorlenko O.A., Poroshin V.V. *Methods of Modeling Processes in Tribosystems*. Moscow, MSIU Publ., 2004. 292 p.].

11. Трибология. Состояние и перспективы: сб. науч. тр. в 4 т. Т. 2. Смазка и смазочные материалы / под ред. С.М. Захарова и И.А. Буяновского. Уфа: РИК УГАТУ, 2019. 504 с. [*Tribology. Status and Prospects: Collection of Academic Papers in 4 Vol. Vol. 2. Lubrication and Lubricants*. Ed. by S.M. Zakharov, I.A. Buyanovskiy. Ufa, USATU Publ., 2019. 504 p.].

12. Хрущов М.М. Трение, износ и микротвердость материалов: избр. работы (к 120-летию со дня рождения) / отв. ред. И.Г. Горячева. М.: КРАСАНД, 2012. 512 с. [Khrushchev M.M. *Friction, Wear and Microhardness of Materials: Selected Works (to the 120th Anniversary)*. Ed. by I.G. Goryachev. Moscow, KRASAND Publ., 2012. 512 p.].

13. Хухрянский П.Н. Прессование древесины. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Лесн. пром-сть, 1964. 351 с. [Khukhryanskiy P.N. *Pressing of Wood*. Moscow, Lesnaya promyshlennost' Publ., 1964. 351 p.].

14. Шамаев В.А., Никулина Н.С., Медведев И.Н. Модифицирование древесины: моногр. М.: ФЛИНТА, 2013. 122 с. [Shamaev V.A., Nikulina N.S., Medvedev I.N. *Wood Modification*: Monograph. Moscow, FLINTA Publ., 2013. 122 p.].

15. Cleon L.M., Sauvage G. Rail Vehicles' Riding Quality and Comfort Related to Theoretical and Experimental Optimization. Application to High Speed Trains. *Vehicle System Dynamics*, 1985, vol. 14, iss. 1-3, pp. 107–114. DOI: [10.1080/00423118508968809](https://doi.org/10.1080/00423118508968809)

16. Evelson L.I., Pamfilov E.A., Rafalovskaia M.Y. Mathematical Modeling of Dynamically Loaded Friction Units. *Proceedings of 28th Israel Conference on Mechanical Engineering*. Beersheba, Israel, Ben-Gurion University of the Negev, 2000, pp. 15–17.
17. Fries J.R., Kennedy F.E. Bibliographical Databases in Tribology. *Journal of Tribology*, 1985, vol. 107, iss. 3, pp. 285–294. DOI: [10.1115/1.3261052](https://doi.org/10.1115/1.3261052)
18. Komanduri R., Hou Z.B. Thermal Analysis of Dry Sleeve Bearings – A Comparison between Analytical, Numerical (Finite Element) and Experimental Results. *Tribology International*, 2001, vol. 34, iss. 3, pp. 145–160. DOI: [10.1016/S0301-679X\(00\)00144-4](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(00)00144-4)
19. Politakis P., Weiss S.M. Using Empirical Analysis to Refine Expert System Knowledge Bases. *Artificial Intelligence*, 1984, vol. 22, iss. 1, pp. 23–48. DOI: [10.1016/0004-3702\(84\)90024-9](https://doi.org/10.1016/0004-3702(84)90024-9)
20. Starghisky V.E., Shalobaev E.V., Sherbakov S.V. On Compiling a Terminological Reference-Dictionary on Gearing. *Proceedings of International Conference «Power Transmissions '03», September 11–12, 2003, Section I*. Sofia, BolGAN, 2003, pp. 180–186.
21. Tian X., Kennedy Jr. F.E. Maximum and Average Flash Temperatures in Sliding Contact. *Journal of Tribology*, 1994, vol. 116, iss. 1, pp. 167–174. DOI: [10.1115/1.2927035](https://doi.org/10.1115/1.2927035)

IMPROVING THE PERFORMANCE OF WOOD-METAL SLIDE BEARINGS FOR FORESTRY MACHINERY

Galina A. Pilyushina, Candidate of Engineering, Assoc. Prof.;

ResearcherID: [H-1699-2019](https://orcid.org/0000-0002-2422-0919), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2422-0919>

Pavel G. Pyrikov, Doctor of Engineering, Prof.; ResearcherID: [AAR-1011-2020](https://orcid.org/0000-0003-2338-7458),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2338-7458>

Evgeny A. Pamfilov, Doctor of Engineering, Prof.; ResearcherID: [H-1866-2019](https://orcid.org/0000-0002-1522-7246),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1522-7246>

Aleksey Ya. Danilyuk, Postgraduate Student

Vladimir V. Kapustin, Postgraduate Student; ResearcherID: [AAT-1199-2020](https://orcid.org/0000-0002-5207-172X),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5207-172X>

Bryansk State Technical University, b-r 50 let Oktyabrya, 7, Bryansk, 241035, Russian Federation; e-mail: rector@tu-bryansk.ru, pyrikovpg@mail.ru

Abstract. The performance of slide bearings in forestry machines and equipment is largely determined by the load-carrying capacity and antifriction qualities that depend on the bearing capacity of the sleeve (insert) material, the design rigidity and the nature of the forces during operation. As a result, the bearing materials undergo cyclic changes in the state of the sleeve material, as well as the elements that provide reinforcing, heat-conducting and anti-wear functions. The paper shows the results of research on the stress-strain behavior of anisotropic composite materials in the structures of wood-metal slide bearings. A method for ensuring vibration stability is proposed. It is based on maintaining the damping properties of the support that change in the course of wearing. The functionality of the developed program, which is used to solve the contact and thermal issues in the design of slide bearings, is described. A wood-metal material for making bearing sleeves and inserts from laminated compositions was created and studied. The compositions include a vibration-absorbing and fine-fractional component in a vibration-weighted state and a layered structure heterogeneous in thickness of the sleeve, characterized by a variable elastic modulus, that provides damping properties. The proposed design of a slide bearing using this material is focused on its use mainly in the conditions of shock-cyclic loading, which is typical for operation of most forestry machines and equipment.

For citation: Pilyushina G.A., Pyrikov P.G., Pamfilov E.A., Danilyuk A.Ya., Kapustin V.V. Improving the Performance of Wood-Metal Slide Bearings for Forestry Machinery. *Lesnoy Zhurnal* [Russian Forestry Journal], 2021, no. 2, pp. 156–168. DOI: 10.37482/0536-1036-2021-2-156-168

Funding: Project “Research and Creation of Slide Bearings of Increased Wear Resistance on the Basis of Wood-Metal Composite Materials” and the state assignment of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation (project No. 9.10677.2018/11.12).

Keywords: friction-sliding support, composite material, contact problem, finite element method, anisotropy, vibration absorption, contact pressure, stress, deformation, wear resistance.

*Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов
The authors declare that there is no conflict of interest*

Поступила 20.11.19 / Received on November 20, 2019
