

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ НА ОСНОВЕ ДРЕВЕСИНЫ ОБЪЕМНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

Современные подшипники скольжения на основе древесины технологичнее в изготовлении и по сравнению с заменяемыми более долговечнее при эксплуатации машин и механизмов. Однако надежность разных серий не равнозначна. Это обусловлено многими факторами (конструктивные особенности, функциональное назначение, режим работы, продолжительность эксплуатационного периода, уровень подготовки обслуживающего персонала и др.)

Для идеальной модели технической эксплуатации (ТЭ) используем принцип равнонадежности ПСС различных серий (рис.), т.е. одинаковость уровня работоспособности. Однако в реальных условиях в силу указанных факторов этот принцип не соблюдается. Восстановить возникающее несоответствие можно с помощью обобщенного показателя.

Согласно [1] общий закон надежности подшипника скольжения на основе древесины в интервале наработки может быть представлен в виде

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt} \quad (1)$$

где $P(t)$ – вероятность безотказной работы ПСС, $\lambda(t)$ – интенсивность его отказов.

После логарифмирования (1) получим

$$\int_0^t \lambda(t) dt = -\ln P(t) \quad (2)$$

В данном уравнении левая часть выражает функцию ресурса ПСС $R(t)$, выработанного за его эксплуатационный период t . Исходя из этого, функция его ресурса за межремонтный период ($t_{\text{мпр}}$) будет выражаться как $R(t_{\text{мпр}})$. В информационном и термодинамическом смысле она представляет собой энтропию S состояния ПСС и может быть использована в качестве меры уменьшения его запаса надежности, другими словами, $R(t_{\text{мпр}})$ эквивалентна S . Для функции $R(t)$ характерны следующие свойства: максимальное значение достигается к моменту разрушения ПСС, т.е. к моменту выработки его ресурса, заложенного на начальном этапе «жизненного» цикла, и поэтому эта функция подчиняется второму закону термодинамики, в соответствии с которым может рассматриваться как мера необратимых процессов (изнашивание) и явлений (термические, влажностные), ведущих к расходованию ресурса (запаса) надежности элемента.

Исходя из этого, процесс расходования ресурса ПСС в пределах его $t_{\text{мпр}}$ может быть разделен на три этапа. В начальный период эксплуатации ПСС обладает наибольшим ресурсом, его надежность максимальна, а, следовательно, энтропия близка к нулю (S_0). По мере увеличения наработки (второй этап эксплуатации) расходование ресурса возрастает, происходит снижение его надежности и, как следствие, возрастает энтропия, приобретая промежуточное значение ($S_{\text{пр}}$). На третьем этапе происходит исчерпание ресурса, ПСС обладает минимальной надежностью, при этом его энтропия достигает максимального значения (S_{max}), а вероятность безотказной работы приближается к нулю.

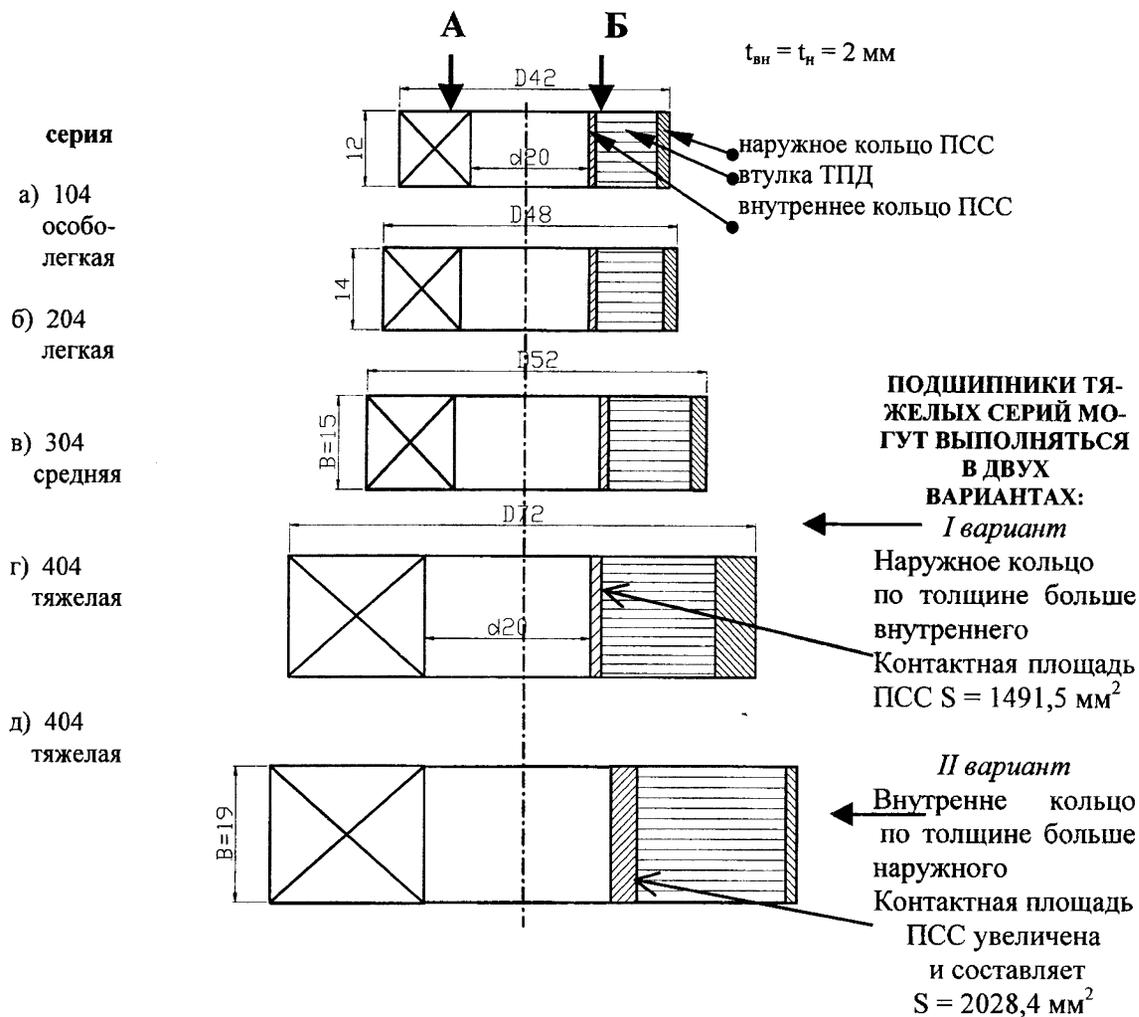


Рисунок. Подшипники качения (А) и скольжения на основе древесины ТПД (Б) различных серий

Дальнейшая эксплуатация ПСС без проведения ремонтно-восстановительных работ может привести к прекращению эксплуатации узла трения машины или механизма. Таким образом, в пределах $t_{\text{мрп}}$ подшипника его энтропия изменяется в пределах $S_0 < S_{\text{пр}} < S_{\text{max}}$. На основании сказанного можно записать

$$ds/dt = k\lambda(t) \quad (3)$$

где k – константа, связанная с выбором единиц измерения.

Отсюда следует, что интенсивность отказов может быть представлена как мера скорости изменения энтропии подшипника.

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ является одним из основных показателей функциональной надежности подшипника, удовлетворяющая условию

$$\lambda(t) \leq \lambda^*; t \in [0; T], \quad (4)$$

где λ^* – предельно допустимая (назначенная) интенсивность отказов; T – назначенный ресурс или срок службы.

Оценка $\lambda(t)$ на основе эксплуатационной информации затруднительна. Проще определить параметр потока отказов $\varpi(t)$. Так как подшипники скольжения можно восстановить, то совокупность отказов подшипников представляется как простейший поток, характеризующийся свойствами ординарности, стационарности и отсутствия последствия.

С точки зрения стационарности предполагается, что вероятность отказов подшипников в рассматриваемом промежутке времени зависит от величины этого промежутка и не зависит от его расположения по оси времени. Сущность свойства как отсутствие последействия заключается в том, что вероятность наступления отказов ПСС в течение рассматриваемого промежутка времени не зависит от того, сколько было отказов и как они распределялись до этого промежутка времени. Это условие свидетельствует о том, что отказы являются событиями случайными и независимыми. Под ординарностью понимается невозможность вероятности совмещения двух и более отказов ПСС в один момент времени.

Свойство ординарности, стационарности и отсутствия последействия записываются в виде математических выражений:

$$\omega(t) = \lambda_{мг}(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{P(t, \Delta t)}{\Delta t}, \quad (5)$$

$$P_n(r, t) = P_n(0, 1) = P_n(t), \quad (6)$$

$$P_n(r, t|A) = P_n(r, t) \quad (7)$$

где $\lambda_{мг}$ – мгновенная интенсивность потока отказов ПСС; $r, t; 0, t$ – локальные значения наработки; $P_n(r, t)$ – вероятность появления отказа ПСС в пределах наработки r, t ; $P_n(r, t|A)$ – условная вероятность наступления n отказов ПСС в заданном интервале наработки.

Для случая простейшего потока отказов со свойствами, указанными выше, будем иметь

$$\omega(t) = \lambda(t). \quad (8)$$

Исходя из этого численное значение $R(t_{мпн})$ будет определяться по формуле:

$$R(t_{мпн}) = \int_0^{t_{мпн}} \omega(t) dt. \quad (9)$$

На отдельных этапах эксплуатации ПСС в пределах $t_{мпн}$ функция $R(t)$ может быть выражена аналогичным образом. Например для этапа приработки t_0 и периода основной работы ПСС $t_{ор}$ будем иметь

$$R(t_{np}) = \int_0^{t_{np}} \omega(t) dt, \quad (10)$$

$$R(t_{op}) = \int_{t_{np}}^{t_{op}} \omega(t) dt. \quad (11)$$

Вид подынтегральной функции $\omega(t)$ конкретного подшипника может быть получен путем проведения статистического эксперимента. Для нахождения интегралов R могут быть использованы методы численного интегрирования (интегрирование по формуле Симпсона, упрощенное интегрирование по формуле Симпсона, интегрирование таблично заданной функции по формуле Симпсона и интегрирование таблично заданной функции по формуле трапеций).

Величина $R(t_{мпн})$, эквивалентная площади, ограниченной линией распределения $\omega(t)$ в пределах $t_{мпн}$ с физической точки зрения представляется среднее количество отказов ПСС, произошедшее в пределах этой наработки, а обратная ей – обобщенный показатель функциональной надежности $R_{\omega}^{мпн} = \frac{1}{R(t_{мпн})}$.

В соответствие с (9) и использованием метода интегрирования таблично заданной функции $\omega(t)$ по формуле Симпсона были сделаны расчеты для конкретных серий

подшипников (легкая, средняя, тяжелая) в пределах одинаковой наработки $t = 15 \cdot 10^3$ ч. Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1. Численные показатели обобщенного показателя функциональной надежности подшипников

Серия подшипников	Показатель функциональной надежности, $R_{\omega}^{(t)}$
Особо легкая	0,816
Легкая	0,692
Средняя	0,575
Тяжелая	0,288

Анализ приведенной информации свидетельствует о различном уровне функциональной надежности подшипников различных серий. Величина несоответствия по комплексам между максимальным и минимальным значением составляет 0,528. Минимальное значение $R_{\omega}^{(t)}$ имеют подшипники тяжелых серий ($R_{\omega}^{(t)} = 0,288$), а максимальное ($R_{\omega}^{(t)} \approx 0,82$) – особо легкой серии. Таким образом, подшипники серий с показателем функциональной надежности больше 0,5 обладают высокой степенью надежности в сравнении с тяжелой серией.

В соответствие с (10) и (11) для приработочного и стабилизированного режимов работы подшипников и использованием метода интегрирования таблично заданной функции $\omega(t)$ по формуле Симпсона были произведены расчеты для конкретных подшипников: ПСС-205, ПСС-308 и ПСС-410. При этом рассматривался одинаковый предел изменения наработки $t_{\text{прп}} = 15000$ ч. Результаты расчетов представлены в табл. 2.

Таблица 2. Соотношение критериев функциональной надежности и наработок подшипников различных серий в приработочном и стабилизированном режимах

Подшипник	Режим работы подшипника		Соотношения:	
	приработочный R_{ω}^{np}	Стабилизированный R_{ω}^{cm}	$R_{\omega}^{np} / R_{\omega}^{cm}$	$t_{\text{прп}} / t_{\text{ст}}$
ПСС-205	0,72	0,69	1,04	0,25
ПСС-308	0,65	0,57	1,14	0,25
ПСС-410	0,55	0,3	1,8	0,18

Анализ полученной информации свидетельствует о неравнозначности работоспособности подшипников в приработочном и стабилизированном режимах. Такая же тенденция сохраняется и у аналогичных по серии подшипниках. Обобщенный показатель функциональной надежности подшипников независимо от режима определяется двумя факторами: наработкой и параметром потока отказов. При $t = \text{const}$ по величине R_{ω} можно судить об интенсивности потока отказов для конкретного подшипника и производить сравнительную оценку качества: технологического изготовления отдельных партий и серий ПСС, проведения сдаточных испытаний, выполнения монтажных работ и соблюдения инструкций изготовителя в период ТЭ.

Установлено, что для приработочного режима ПСС характерны постепенные отказы. Они являются следствием нарушения технологи изготовления и монтажа, а также несоблюдением инструкций ТЭ. Величина R_{ω}^{np} для ПСС при работе в таком режиме зависит от качества выполнения сборочных операций при изготовлении и ошибок при монтаже, поэтому по величине R_{ω}^{np} можно косвенно судить об уровне функциональной надежности подшипника и качества монтажа. Продолжительность приработочного ре-

жима подшипника обуславливается микрогеометрией сопряженных поверхностей, их шероховатостью, погрешностью взаимного расположения сопряженных и смежных деталей вследствие старения.

Внезапные отказы являются преобладающими при работе подшипника в стабилизированном режиме. Характерная их особенность (в отличие от постепенных) – они могут возникнуть неожиданно из-за случайных факторов и предупредить их приближение трудно, учитывая, что при переходе от прирабочного к стабилизированному режиму в узлах трения остаются подшипники с более высоким уровнем функциональной надежности и большим энергетическим запасом. Исходя из этого величина $R_{\omega}^{cm} > R_{\omega}^{np}$. Следовательно, по соотношению $R_{\omega}^{np} / R_{\omega}^{cm}$ можно судить о совершенстве конструкции ПСС, качестве изготовления и тщательности соблюдения режимов ТЭ. Зависимость здесь такова: чем меньше это соотношение, тем совершеннее конструкция подшипника, выше качество технологических процессов его изготовления и более тщательно проведены стендовые испытания.

Таким образом, при условии простейшего потока отказов предлагаемые обобщенные показатели позволяют провести сравнительную оценку функциональной надежности подшипника в прирабочном и стабилизированном режимах, а получаемая информация представляет практический интерес для производителей, эксплуатирующих машины и механизмы.

Литература. 1. Врублевская В.И., Врублевский В.Б., Невзорова А.Б. Износостойкие самосмазывающиеся антифрикционные материалы и узлы трения из них. – Гомель. 2000. – 324 с. 2. Проников А.Т. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.