

ЗАВИСИМОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА ОТ ПРИМЕНЯЕМОГО МАТЕРИАЛА

Основными материалами для изготовления подшипниковых узлов подвижного состава являются стали ШХ15, ШХ15СГ, ШХ4. В статье рассматривается возможность использования сталей 20Х2Н4А, 95Х18-Ш, 12Х18Н9Т в качестве альтернативных материалов, дается оценка возникающих контактных напряжений на поверхностях дорожек качения колец подшипников и тел качения. При использовании стали 12Х18Н9Т максимальные контактные напряжения снижаются на 4 % в сравнении с типовыми материалами, что может обеспечить увеличение ресурса подшипникового узла.

Ключевые слова: подшипниковый узел, сталь, контактные напряжения, ресурс, усталостное выкрашивание.

Статическая и динамическая грузоподъемности являются одними из важнейших эксплуатационных характеристик роликовых подшипников, в зависимости от которых определяется рабочий ресурс узла. Критерием расчета ресурса для подшипников подвижного состава является усталостное выкрашивание дорожек качения, поскольку частота вращения внутреннего кольца подшипника превышает 10 об/мин. Одним из возможных направлений для увеличения ресурса является применение при изготовлении колец и роликов подшипника материалов, менее склонных к усталостному выкрашиванию.

Основным материалом для изготовления буксовых подшипников вагонов (рис. 1) служат хромистые и хромомарганцовистые высокоуглеродистые стали (марки ШХ15 или ШХ15СГ) со сквозной закалкой колец и роликов [1].

Подшипники из хромистых сталей при сквозной закалке имеют склонность к хрупкому разрушению вследствие чрезвычайной чувствительности к концентраторам напряжений, которыми являются загрязнения металла неметаллическими включениями и различного рода повреждения, возникающие как при изготовлении колец, так и в эксплуатации.

Чтобы повысить долговечность деталей буксовых вагонных подшипников, был разработан новый способ их изготовления, который основан на применении метода поверхностной закалки при глубинном индукционном нагреве стали регламентированной прокаливаемости [2].

Определяющими параметрами новой стали являются содержание углерода в ней, а также глубина закаленного слоя изделия. Для обеспечения высокой стойкости подшипников в условиях высоких контактных нагрузок содержание углерода в стали было принято 0,95–1,05 %.

Для регулирования прокаливаемости и улучшения структуры сталь легируется небольшим количе-

ством хрома (0,35–0,50 %). Стали была присвоена марка ШХ4.

Эксплуатационные и лабораторные испытания показали повышенную прочность и малую чувствительность к возможным поверхностным концентраторам напряжений колец, изготовленных из стали ШХ4. Срок службы колец из стали ШХ4, определяемый контактно-усталостной выносливостью, увеличился минимум в два раза по сравнению со сроком службы колец из стали ШХ15СГ.

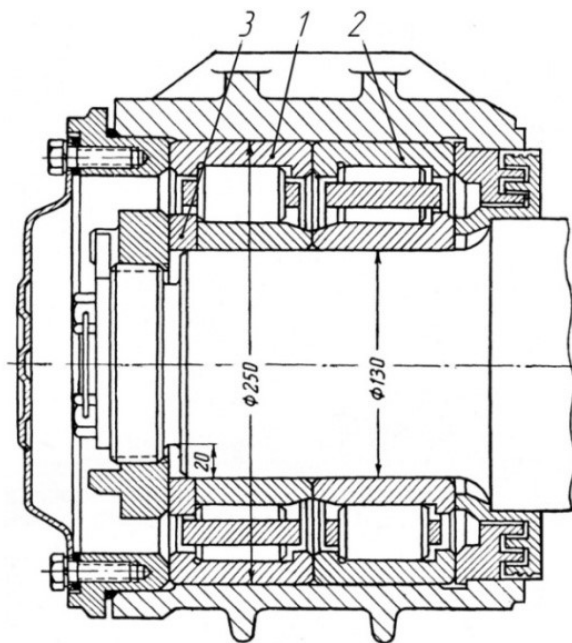


Рис. 1. Подшипниковый узел буксы грузового вагона:
1 — передний подшипник; 2 — задний подшипник;
3 — приставное кольцо

Для подшипников, работающих в других областях, применяют следующие стали: 20Х2Н4А, 95Х18-Ш, 12Х18Н9Т.

Поскольку основным критерием расчета ресурса подшипниковых узлов является усталостное выкрашивание дорожек качения, обусловленное контактными напряжениями, для оценки возможности использования указанных материалов для изготовления подшипников подвижного состава рассмотрим максимальные возникающие контактные напряжения на поверхностях дорожек качения типового подшипникового узла.

Рассматривая движение твердого цилиндра по поверхности, предполагается, что контакт происходит по линии. Таким образом, реакция со стороны поверхности действует на область нулевой площади и может быть представлена в виде сосредоточенной силы. Фактическое взаимодействие цилиндра и поверхности характеризуется взаимным деформированием. В этом случае возникает площадка контакта, для которой необходимо учитывать распределение напряжений [3]. Такая модель описывается одномерной моделью Кельвина–Фойгта [4] при движении цилиндра по вязкоупругому основанию. Для возможности учета частоты вращения, перекосов колец и тел качения используется модифицированный метод Хартнетта [5].

Зная механические характеристики материалов, в зависимости от вида контакта (линейный, либо точечный), максимальные контактные напряжения могут быть определены для тела качения и дорожки качения, а также площади контакта:

— при приложении нагрузки в случае точечного контакта точка превращается в площадку эллиптической формы, размеры полуосей деформации которой можно определить по формулам [6], мм:

$$a = \mu \cdot \left[\frac{3F_r}{2 \cdot \sum \rho} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_1^2}{E_1} + \frac{1 - \varepsilon_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3}; \quad (1)$$

$$b = \nu \cdot \left[\frac{3F_r}{2 \cdot \sum \rho} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_1^2}{E_1} + \frac{1 - \varepsilon_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3}; \quad (2)$$

— при линейном контакте при приложении нагрузки линия контакта превращается в площадку прямоугольной формы длиной l и малой полуосью прямоугольной площадки контакта, определяемой по формуле, мм:

$$b = \left(\frac{4F_r}{\pi \cdot l \cdot \sum \rho} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_1^2}{E_1} + \frac{1 - \varepsilon_2^2}{E_2} \right) \right)^{1/2}. \quad (3)$$

В формулах (1), (2) и (3) $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ — коэффициенты Пуассона контактирующих тел; E_1, E_2 — модули упругости контактирующих тел; $\sum \rho$ — сумма кривизны поверхностей; значения коэффициентов μ, ν выбираются по таблице 4 [7], в зависимости от рассчитанного значения разности кривизны соот контактирующих поверхностей, F_r — действующая на подшипник радиальная нагрузка. Механические и физические свойства материалов приведены в справочнике [8]. Сумма и разность кривизны поверхностей ролика и дорожек качения рассчитываются соответственно по формулам, мм⁻¹:

$$\sum \rho = \frac{1}{D_\omega} \cdot \left(4 - \frac{1}{f} - \frac{2\gamma}{1 + \gamma} \right); \quad (4)$$

$$\cos \tau = \frac{\frac{1}{f} - \frac{2\gamma}{1 + \gamma}}{4 - \frac{1}{f} - \frac{2\gamma}{1 + \gamma}}, \quad (5)$$

где f, γ — вспомогательные величины.

$$f = \frac{r}{D_\omega}; \gamma = \frac{D_\omega \cdot \cos \alpha}{D_0}, \quad (6)$$

где r — радиус дорожки качения, мм;

D_ω — диаметр тела качения, мм;

D_0 — средний диаметр подшипника (на котором расположены тела качения), мм.

Максимальные контактные напряжения для точечного контакта, МПа:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,3F_r}{2\pi \cdot a \cdot b}. \quad (7)$$

Максимальные контактные напряжения для линейного контакта, МПа:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,2F_r}{\pi \cdot l \cdot b}. \quad (8)$$

Для подшипников подвижного состава диаметр тела качения составляет 32 мм, средний диаметр подшипника — 190 мм, длина тела качения — 50 мм, действующая радиальная нагрузка на ось колесной пары составляет 235000 Н. При расчете принято, что 60 % нагрузки воспринимает задний подшипник и 40 % — передний [9], таким образом, нагрузка на передний подшипник составляет 47000 Н, на задний — 70500 Н.

По данным Пинегина С. В. [10], при снижении величины контактных напряжений в 1,25 раза происходит снижение сопротивления качения в 4–5 раз. Анализируя полученные результаты (табл. 1), оптимальным, с точки зрения минимальной величины возникающих контактных напряжений, сочетанием материалов для изготовления колец и роликов подшипника является сталь 12Х18Н9Т. Кроме того, при изготовлении подшипника из указанного материала, обеспечивается минимальная разность между максимальными контактными напряжениями на поверхностях дорожек качения внутреннего и наружного колец. Сравнивая возникающие контактные напряжения рассматриваемых материалов и типовых [11], снижение контактных напряжений для приведенных материалов составляет от 1,5 % до 4 %. Тем не менее разность контактных напряжений между рядами тел качения негативно сказывается на работе подшипникового узла. В то время как передний подшипник имеет остаточный ресурс, его необходимо менять вместе с задним подшипником.

Помимо контактных напряжений, действующих в контакте ролика и дорожек качения, следует рассмотреть возникающие контактные напряжения между торцами роликов и направляющими буртами колец подшипника.

Работа трения торцов роликов с бортом кольца, имеющим различную конфигурацию, анализировалась с учетом положения торца ролика по отношению к борту в момент действия на него осевых нагрузок. Экспериментальными исследованиями [12] было установлено, что ролики, находящиеся в нагруженной зоне и воспринимающие как радиальные, так и осевые нагрузки, могут располагаться

Максимальные контактные напряжения

Контактирующие элементы	Материалы (К — кольцо, Р — ролик)	Тип контакта	Максимальные контактные напряжения для подшипника, МПа	
			Передний	Задний
Наружное кольцо — ролик	К — 20X2H4A, Р — 20X2H4A	Линейный	421,2	515,8
		Точечный	2654,3	3038,4
	К — 20X2H4A, Р — 95X18-Ш	Линейный	422,4	517,3
		Точечный	2664,4	3049,9
	К — 20X2H4A, Р — 12X18H9T	Линейный	416,2	509,8
		Точечный	2613,1	2991,2
	К — 95X18-Ш, Р — 95X18-Ш	Линейный	423,6	518,8
		Точечный	2674,5	3061,2
	К — 12X18H9T, Р — 95X18-Ш	Линейный	417,4	511,2
		Точечный	2622,8	3002,3
	К — 12X18H9T, Р — 12X18H9T	Линейный	411,5	504
		Точечный	2573,4	2945,9
Внутреннее кольцо — ролик	К — 20X2H4A, Р — 20X2H4A	Линейный	499,2	611,4
		Точечный	2663,4	3048,9
	К — 20X2H4A, Р — 95X18-Ш	Линейный	500,6	613,2
		Точечный	2673,5	3060,4
	К — 20X2H4A, Р — 12X18H9T	Линейный	493,4	604,3
		Точечный	2622,1	3001,5
	К — 95X18-Ш, Р — 95X18-Ш	Линейный	502,1	614,9
		Точечный	2683,7	3072,1
	К — 12X18H9T, Р — 95X18-Ш	Линейный	494,8	606
		Точечный	2631,8	3012,6
	К — 12X18H9T, Р — 12X18H9T	Линейный	487,8	597,4
		Точечный	2582,3	2956

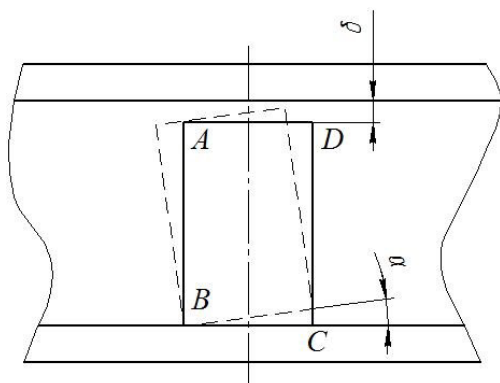


Рис. 2. Положение ролика между бортами кольца подшипника

под некоторым углом к оси подшипника (рис. 2). Сочетание высоких удельных давлений с высокими скоростями относительного перемещения при проскальзывании поверхностей колец и роликов, сделанных из одного и того же металла, создает условия для заедания и схватывания рабочих поверхностей. Слой смазки перестает разделять поверхности трения скольжения, и конечные результаты этих процессов могут быть различны: в лучшем случае незначительные задиры торцовых поверхностей («елочка»),

в худшем — трещины бортов, которые в дальнейшем могут привести к возникновению сколов металла, к попаданию их между телами и, в конечном счете, — к разрушению всего подшипника.

В том случае, если ролик устанавливается без перекоса в зоне восприятия осевой нагрузки, теоретическая площадь касания торца ролика и бортов колец составляет: 138 мм² при контакте с бортом наружного кольца и 121,8 мм² при контакте с бортом внутреннего кольца.

Исходя из особенностей типа подшипника, роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами предназначен для восприятия только радиальной нагрузки. Фактически, подшипники подвижного состава воспринимают как радиальные, так и осевые нагрузки. Для действия осевых нагрузок возможны три варианта: постоянное нагружение, периодическое и прерывное, ударное. При пластичной смазке, используемой для подшипников подвижного состава, осевая нагрузка, которую может воспринимать подшипник, определяется по формуле [6], Н:

$$F_a = f_a \cdot f_b \cdot D_1^2 \cdot \left(2 - \frac{n \cdot D_1}{100000} \right), \quad (9)$$

где f_a — коэффициент, зависящий от условий нагружения;

f_b — коэффициент, зависящий от типа и серии подшипника;

D_1 — диаметр дорожки качения наружного кольца, мм;

n — частота вращения, об./мин.

Коэффициенты f_a и f_b выбираются из таблиц 27 и 28 [6] соответственно.

Выполним расчет для скоростей движения 40, 50, 60, 70 и 80 км/ч (табл. 2).

Ввиду изгиба оси и поворота сечения оси от действующей радиальной нагрузки осевая нагрузка, действующая на буксовый узел, смещается от геометрической оси вращения на величину изгиба оси, а угол приложения увеличивается на величину поворота сечения оси. Таким образом, нагрузка на торцы роликов будет распределена неравномерно:

$$Q_\psi = Q_{\max} \cdot \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} \cdot (1 - \cos\psi) \right]^n, \quad (10)$$

где ψ — угловое положение тела качения в зоне нагружения;

n — коэффициент, зависящий от типа контакта, при точечном $n=1,5$; при линейном контакте $n=1,11$;

$\varepsilon = 0,5$;

Q_{\max} — нагрузка, воспринимаемая максимально нагруженным телом качения:

$$Q_{\max} = \frac{F_a}{z \cdot J_a(\varepsilon) \cdot \sin \alpha}. \quad (11)$$

$$J_a(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi}^{+\psi} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} \cdot (1 - \cos\psi) \right]^n d\psi. \quad (12)$$

Согласно ГОСТ 18572-2014 [13], осевой зазор в подшипнике не должен превышать 150 мкм. Таким образом, зная величину прогиба оси и осевой зазор, можно определить угол зоны нагружения торцов роликов (табл. 3).

Напряжения смятия, возникающие при контакте торца ролика с бортами колец, можно определить, МПа [14]:

$$\sigma_{см} = \frac{F_a}{S_{см}}, \quad (13)$$

где $S_{см}$ — площадь смятия, м².

Исходя из площади контакта и максимальных осевых сил, величина напряжений смятия составит для переднего подшипника 83,4 МПа для наружного кольца, 73,6 МПа для внутреннего кольца. Для заднего подшипника: 80,6 МПа для наружного кольца, 71,2 МПа для внутреннего кольца. Такие напряжения возникают в случае установки ролика без относительного перекоса, при уменьшении площади контакта, возникающие напряжения будут значительно увеличиваться, что требует исключения из схемы передачи осевой нагрузки торцов роликов и бортов колец подшипников. Кроме того, при взаимном перекосе колец и тел качения увеличиваются краевые давления [15], негативно сказывающиеся на ресурсе подшипникового узла.

С целью выравнивания контактных напряжений и, как следствие, ресурса рядов подшипника, а также исключения из схемы передачи торцов роликов и бортов колец, предлагается конструкция сдвоенного подшипникового узла со ступенчато

Таблица 2

Значения допустимой осевой нагрузки

Характер нагружения	Допустимая осевая нагрузка, Н				
	40 км/ч	50 км/ч	60 км/ч	70 км/ч	80 км/ч
Постоянное	35 708	32 485	29 262	26 039	22 816
Периодичное и прерывное	71 416	64 971	58 525	52 079	45 633
Ударное	107 125	97 456	87 788	78 119	68 450

Таблица 3

Действующая нагрузка на торцы роликов

Подшипник	Угол зоны нагружения	Число нагруженных торцов роликов	Максимальная нагрузка
Передний	257	10	10153
Задний	282	11	9820

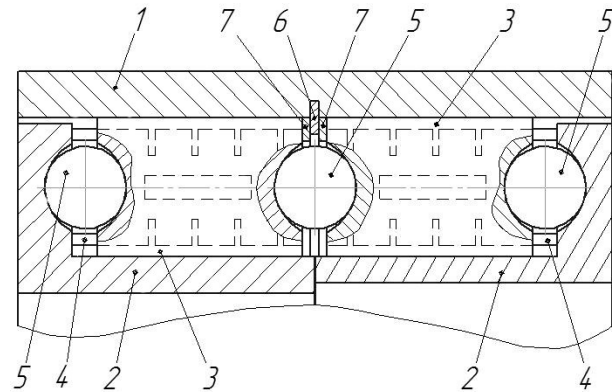


Рис. 3. Модернизированный подшипниковый узел:

- 1 — наружное кольцо; 2 — внутреннее кольцо;
3 — ролики; 4 — сепаратор;
5 — шарикоподшипники; 6 — стопорное кольцо;
7 — раздельное кольцо

увеличенным посадочным диаметром [16] (рис. 3). В данной конструкции посадочный диаметр под кольцо переднего ряда тел качения составляет 145 мм, для заднего — 150 мм. Используется три ряда разделяющих шариков. Эффективная длина контакта ролика и дорожки качения остается неизменной и составляет 50 мм. В предложенной конструкции исключаются из схемы передачи осевых сил торцы роликов и борта колец подшипников, позволяя избежать износа соответствующих торцевых поверхностей и исключить возможность образования задиоров типа «елочка». За счет увеличения посадочного диаметра уменьшается изгиб оси, следовательно, взаимный перекося колец подшипников, что ведет к выравниванию контактных напряжений, возникающих на поверхностях дорожек качения и увеличению долговечности подшипника в целом.

Благодаря выполнению общего наружного кольца нагрузка по рядам тел качения распределяется более равномерно, несмотря на внецентренное приложение радиальной нагрузки. Более равномерное распределение нагрузок по рядам тел качения ве-

дет к выравниванию ресурса рядов подшипника. Выполнение ступенчатой оси позволяет избежать «разглаживания» посадочной поверхности, сохраняя натяг, тем самым снижая вероятность проворота внутреннего кольца подшипника. Габаритные размеры корпуса остаются неизменными, что благоприятно сказывается на технико-экономическом эффекте внедрения предложенной конструкции.

Выводы.

Фактические условия работы подшипниковых узлов отличаются от нормальных, а расчетные зависимости определения ресурса дополняются вспомогательными коэффициентами, которые не способны в полной мере учесть реальные условия эксплуатации. Применение при изготовлении колец подшипника и тел качения стали 12Х18Н9Т может обеспечить снижение возникающих контактных напряжений до 4 %, но не решается проблема преждевременного выхода из строя заднего подшипника. Кроме того, в условиях действия осевой нагрузки возникает необходимость исключения торцов роликов из схемы передачи нагрузки.

Библиографический список

1. Harris T. A., Kotzalas M. N. Essential Concepts of Bearing Technology. 5th ed. CRC Press, 2006. 392 p. DOI: 10.1201/9781420006599.
2. Поляков А. И., Девятков В. Ф. Результаты испытаний подшипников повышенной прочности и долговечности из стали ШХ4 // Пути совершенствования конструкций буксовых узлов вагонов с подшипниками качения. Труды ВНИИЖТ. 1982. Вып. 654. С. 31–37.
3. Журавлев В. Ф. О модели сухого трения в задаче качения твердых тел // Прикладная математика и механика. 1998. Т. 62, № 5. С. 762–767.
4. Кулешов А. С., Трещев Д. В., Иванова Т. Б., Наймушина О. С. Твердый цилиндр на вязкоупругой плоскости // Нелинейная динамика. 2011. Т. 7, № 3. С. 601–625.
5. Клебанов Я. М., Петров В. Р., Адеянов И. Е. Численное исследование влияния профиля ролика и перекоса колец на нормальное давление в области контакта ролика с дорожками качения цилиндрического роликового подшипника // Инженерный журнал: наука и инновации. 2019. № 10 (94). С. 1–18. DOI: 10.18698/2308-6033-2019-9-1927.
6. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: справочник / под общ. ред. Р. Д. Бейзельмана. 6-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1975. 572 с.
7. ГОСТ 18572-2014. Подшипники качения. Подшипники буксовые роликовые цилиндрические железнодорожного подвижного состава. Технические условия (с Изменением № 1). Введ. 2014–01–01. Москва: Изд-во стандартов, 2014. 25 с.

8. Драгунов Ю. Г., Зубченко А. С., Каширский Ю. В. [и др.]. Марочник сталей и сплавов / под общей ред. Драгунова Ю. Г., Зубченко А. С. 4-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2014. 1216 с.

9. Волков Н. Н., Родзевич Н. В. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов: Исследование, расчет и конструирование. Москва: Машиностроение, 1972. 168 с.

10. Пинегин С. В. Контактная прочность и сопротивление качению. Москва: Машиностроение, 1969. 203 с.

11. Бородин А. В., Гриц Д. Б. Снижение контактной напряженности в подшипниках букс грузовых вагонов // Транспорт Урала. 2016. № 4 (51). С. 87–90.

12. Бруско Б. Т. Исследование потерь на трение в железнодорожных буксовых роликоподшипниках // Труды ВНИИП. 1964. Вып. 1 (37). С. 79–107.

13. ГОСТ 18572-2014. Подшипники качения. Подшипники буксовые роликовые цилиндрические железнодорожного подвижного состава. Технические условия (с Изменением № 1). Введ. 2014–01–01. Москва: Изд-во стандартов, 2014. 25 с.

14. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / под ред. И. Н. Жестковой. 9-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2006. Т. 2. 960 с.

15. Цвик Л. Б., Тармаев А. А., Бочаров И. С. О влиянии гладкости профиля цилиндрического роликоподшипника на его усталостный ресурс // Авиамашиностроение и транспорт Сибири: сб. ст. XV Всерос. науч.-техн. конф., 22 декабря 2020 г. Иркутск, 2021. С. 174–179.

16. Пат. 144172 Российская Федерация, МПК F 16 C 19/49, F 16 C 19/20, B 61 F 15/12. Роликовый подшипник / Бородин А. В., Гриц Д. Б. № 2014110988/11; заявл. 21.03.14; опубл. 10.08.14, Бюл. № 22.

ГРИЦ Дмитрий Борисович, старший преподаватель кафедры «Теоретическая и прикладная механика». SPIN-код: 6873-3926
AuthorID: 723966
ORCID: 0000-0002-0730-3368
Адрес для переписки: gritstmdm@mail.ru

Для цитирования

Гриц Д. Б. Зависимость эксплуатационных характеристик роликового подшипника от применяемого материала // Омский научный вестник. 2021. № 5 (179). С. 41–45. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-179-41-45.

Статья поступила в редакцию 22.09.2021 г.

© Д. Б. Гриц