

Заключение. Из результатов проведенного анализа следует, что находящиеся в эксплуатации транспортные средства категории М₃ с постоянно включаемым вспомогательным тормозом при приведении в действие рабочей тормозной системы не выполняют международных требований по Приложению 10 Правил 13 ЕЭК ООН. Предлагаемые мероприятия позволяют устранить этот недостаток как на международном, так и на национальном уровнях.

1. ГОСТ 22895-77*. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Технические требования.

2. Правила №13 ЕЭК ООН. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и О в отношении торможения (Приложение 10).

3. Туренко А.Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим приводом тормозов. – Харьков, 1998. – 353 с.

Получено 25.01.2000

© Богомолов В.А., 2000

УДК 621.822.722.001.24:678.675

И.М.ЕГОРОВА

Харьковская государственная академия железнодорожного транспорта

РАСЧЕТ СЕПАРАТОРА БУКСОВОГО ВАГОННОГО РОЛИКОПОДШИПНИКА ИЗ СТЕКЛОПОЛНЕННОГО ПОЛИАМИДА

Разработана пространственная расчетная схема и выполнен расчет сепараторов буксового вагонного роликоподшипника из стеклонаполненного полиамида и латунного под воздействием статической и динамической нагрузок. Осуществлен сравнительный анализ напряжений и деформаций.

Подшипники качения, являясь опорами вращающихся или качающихся деталей машин и подвижного состава железных дорог, в значительной мере определяют их долговечность, надежность и экономичность. Как показывает опыт эксплуатации роликоподшипников в пассажирских и грузовых вагонах, наиболее частыми являются отказы по выходу из строя сепараторов, что приводит к созданию аварийных ситуаций на железнодорожном транспорте. Начиная с 1997 г. в России и с 1998 г. в Украине на железнодорожном транспорте производится замена латунных сепараторов буксовых роликоподшипников на стеклополиамидные, хорошо зарекомендовавшие себя во время опытно-эксплуатационных испытаний [1, 2]. В настоящей работе сделана попытка оценить напряженно-деформированное состояние сепараторов из стеклополиамида.

В литературе, посвященной расчету сепараторов, по характеру силового воздействия расчетные модели разделяются на две группы. В первую входят модели сепараторов для тихоходных подшипников, в которых принимаются во внимание только силы взаимодействия сепаратора с телами качения подшипника (силы ТКС). Во второй группе представлены расчетные модели сепараторов высокоскоростных подшипников, для которых учитывается только влияние центробежных сил.

Одной из основных причин, обуславливающих напряженное состояние сепаратора буксового роликоподшипника при радиальном нагружении, является различие в скоростях роликов, приводящее к появлению активных и реактивных сил на поперечных перемышках сепаратора, выступающих источниками внутренних усилий и напряжений. В работе [3] показано, что при перекосе колец подшипника возрастает число роликов, тормозящих движение сепаратора и создающих на задних по ходу вращения поперечных перемышках реактивные силы ТКС. За счет поворота роликов в касательной плоскости точки приложения реактивных и активных сил ТКС смещаются от середины к концам поперечных перемычек.

В массивных сепараторах силы ТКС имеют ударный характер. Эффект ударного нагружения поперечных перемычек телами качения растет с увеличением жесткости сепаратора. Динамические эффекты от ударов служат одной из основных причин усталостного разрушения сепараторов. Кроме того, жесткий сепаратор оказывается более чувствительным к разноразмерности тел качения.

Для теоретической оценки уровня напряжений и деформаций разработана пространственная расчетная схема сепаратора (рис.1). Так как сепаратор является геометрически изменяемой относительно опор системой, были добавлены связи по линейным и угловым направлениям. Жесткость этих связей в десять раз превышает жесткость самой конструкции сепаратора.

На поперечные перемышки сепаратора в местах примыкания к кольцу действуют активная N_a и реактивная N_p силы. Направления действия этих сил совпадают с нормалью к рабочей поверхности поперечной перемычки. Активная сила N_a , ведущая за собой сепаратор, приложена к передней по ходу вращения перемышке в точке 5 (см. рис.1). Угол до точки приложения N_a определяется так:

$$\alpha_{N_a} = \frac{\pi - \varphi}{2} + \frac{\pi}{z}, \quad (1)$$

где φ – угол нагружения подшипника ($\varphi = 2,09$ рад); число тел качения $z=15$.

Реактивные силы N_{p_j} возникают вследствие поворота роликов под влиянием осевых сил A_{p_j} , действующих на ролик в пределах ненагруженной зоны. Количество N_p равно числу роликов, находящихся в пределах этой зоны. С учетом результатов работы [4], посвященной распределению осевой силы между роликами, и работы [3] число реактивных сил установлено равным шести. Приложены силы N_p в противоположном конце задней по ходу вращения поперечной перемычки сепаратора в точках 45, 47, 49, 51, 53 и 55. Эти силы тормозят движение сепаратора:

$$N_p = R_j \left(1 - \frac{\omega_{цр}}{\omega_{ц}} \right), \quad (2)$$

где R_j – реакция от действия осевой силы; $\omega_{цр}$ – переносная угловая скорость центра ролика; $\omega_{ц}$ – угловая скорость центров роликов в ненагруженной зоне.

Активная сила N_a преодолевает сопротивление реактивных сил, препятствующих вращению сепаратора:

$$N_a = \sum_{j=1}^6 N_{p_j} + \Gamma \frac{D_{бн}}{D_o}, \quad (3)$$

где $\sum_{j=1}^6 N_{p_j}$ – сумма всех реактивных сил; Γ – сила трения скольжения сепаратора о направляющие борта кольца; $D_{бн}$ – диаметр наружного борта подшипника; D_o – диаметр осевой сепаратора.

Сила N_a зависит от силы трения $T = \mu \cdot N_R$, где μ – коэффициент трения; N_R – реакция в опорах. От N_a зависит реакция N_R . Поэтому для определения N_a применяли итерационный способ: на первом шаге определяли N_{a_1} и N_{R_1} при $T_1=0$, на втором – N_{a_2} и N_{R_2} при $T_2 = \mu \cdot N_{R_1}$ и на третьем – N_{a_3} и N_{R_3} при

$T_3 = \mu \cdot N_{R_2}$. Так как коэффициент μ невелик, после третьего шага получили значение N_a .

Расчеты выполняли методом конечных элементов. В качестве основных неизвестных приняты линейные и угловые перемещения узлов. Расчет сепаратора проводили на два вида нагружений:

- 1) статическое – от действия активной силы N_a и реактивных сил N_{P_j} ;
- 2) динамическое (импульс) – от действия динамической нагрузки N_a .

Приведенная на рис.2 расчетная схема для динамического расчета представляет собой систему с 75-ю точечными массами. На рис.3 показан график изменения динамической нагрузки.

Путем статического расчета получены перемещения узлов и усилия в элементах сепаратора. Результатами динамического расчета являются периоды, частоты и формы колебаний для каждого тона, а

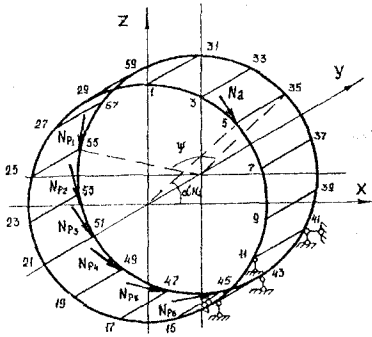


Рис.1

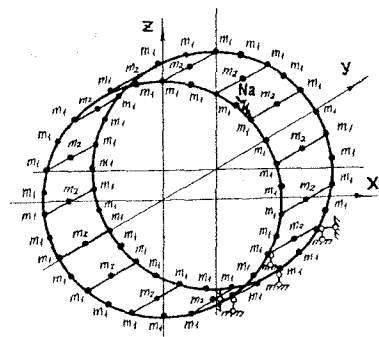


Рис.2

также инерционные силы и соответствующие им перемещения и усилия в элементах. По полученным данным построены эпюры перемещений и усилий для статического и динамического нагружений.

В результате анализа главных нормальных напряже-

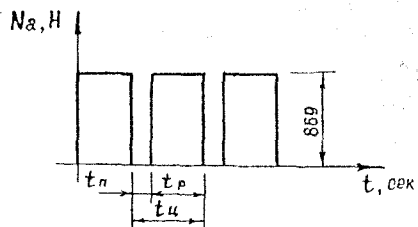


Рис.3

ний можно утверждать, что в сепараторе преобладают сжимающие напряжения. В стеклополиамидном сепараторе наибольшие напряжения выше, чем в латунном при статическом расчете, на 8,21, а при динамическом – на 6,8%. При этом уровень наибольших напряжений не превышает предела прочности. За счет меньшей жесткости перемещения в стеклополиамидном сепараторе выше, чем в латунном. При статическом нагружении наибольшие перемещения составляют 1,74 мм (в латунном 0,12 мм), при динамическом – 13,78 мм (в латунном 0,5 мм), что свидетельствует о большей деформативности. Благодаря этому контактные площадки в зоне трения под действием нагрузки увеличиваются, что приводит к изменению расчетной схемы.

Таким образом, несмотря на более высокие напряжения и перемещения, стеклополиамидный сепаратор работает лучше. Как показывает опыт эксплуатации [1-3], благодаря его применению снижается уровень повреждаемости подшипников, что обеспечивает надежность и “живучесть” буксового узла вагонов.

Результаты настоящего расчета можно применить как для анализа напряженного состояния существующих подшипников, так и при проектировании новых конструкций сепараторов.

1.Цюренко В.Н., Жданов И.П., Иванов С.Г. Полиамидный сепаратор для буксовых узлов вагона // Железнодорож. транспорт. – 1995. – №3. – С.34-37.

2.Андриевский В.Г. Сепараторы из стеклонаполненного полиамида для вагонных буксовых роликоподшипников / Тр. ХарГАЖТ. Вып.27. – Харьков, 1996. – С.137-142.

3.Андриевский В.Г. Причины повышения нагрева буксовых узлов // Залізничний транспорт України. – 1999. – №2. – С.20-22.

4.Новиков В.Ф. Исследование распределения осевой нагрузки между телами качения цилиндрического подшипника // Тр. РИИЖТа. Вып. 140. – Ростов на Дону, 1977. – 114 с.

Получено 28.01.2000

© Егорова И.М., 2000

УДК 629.11.012.5

В.А.ИЩЕНКО, канд. техн. наук
ООО “Укрошина”, г.Днепропетровск

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИН ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН

Приведены экспериментальные данные динамических характеристик резин пневматических шин. Эксперименты проводили на универсальной машине “Инстрон 8032” в сложных негармонических режимах нагружения в диапазоне температур до 120 °С.

Потери на качение – один из наиболее важных показателей пневматических шин, которые характеризуют конструкцию шины и материалы, из которых она изготовлена. Известно [1], что потери на каче-