

ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ ПОЛИАМИДНЫХ СЕПАРАТОРОВ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ БУКСОВЫХ УЗЛОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

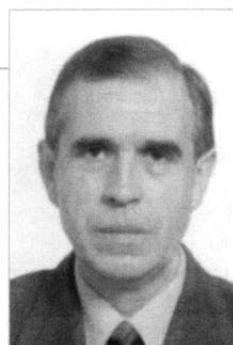
О.А. Русанов, Н.А. Аверин



РУСАНОВ
Олег Александрович

Доцент Московского государственного университета инженерной экологии, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник лаборатории расчетов и исследований прочности тракторных конструкций ОАО «Научно-исследовательский тракторный институт – НАТИ». Специалист в области современных методов расчетов на прочность конструкций мобильных машин. Автор более 30 научных работ.

безопасностью движения поездов, является применение в них подшипников с сепараторами из стеклонаполненных полиамидов (далее – полиамидных сепараторов) марок Армамид ПА СВ 30-1ЭТМ, Технамид Б-СВ30 вместо стандартных из латуни марки ЛЦ40С. Об этом свидетельству-



АВЕРИН
Николай Алексеевич

Кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник отделения «Механика экипажей тягового подвижного состава» Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. Ведущий специалист ОАО «РЖД» в области применения подшипников качения в узлах локомотивов и моторвагонного подвижного состава. Автор более 50 печатных работ.

Введение

Резервом повышения работоспособности буксовых и других ответственных узлов железнодорожного подвижного состава, связанных с

ния. Теоретическая оценка проводилась для полиамидных сепараторов типов 32532ЕМ.56 и 32532Е1М.56, 42536ЕМ.56 подшипников 30-32532ЕМ, 30-32532Е1М, 30-42536ЕМ и 30-52536ЕМ, изготовленных АО «СПЗ» и ОАО «СПЗ» для буксовых узлов локомотивов. Аналогичные теоретические исследования были выполнены для полиамидного сепаратора типа 42726Е2М.56 серийных подшипников 30-42726Е2М и 30-232726Е2М, изготовленных АО «СПЗ» и другими производителями подшипников для буксовых узлов вагонов.

Расчеты были выполнены с помощью созданной универсальной программной системы, реализующей методы конечных и граничных элементов [2]. Вычислительная программа предназначена для решения задач статики, динамики, устойчивости упругих, упруго-пластических, геометрически нелинейных систем. В ней используются различные типы конечных элементов – элементы балок, пластин, оболочек, элементы для решения двумерной и трехмерной задач теории упругости. Разработаны средства автоматизированного создания и визуализации расчетных моделей, графического представления результатов. Применяются различные методы решения систем линейных алгебраических уравнений (прямые и итерационные), решения задачи на собственные значения. Для динамических расчетов реализованы вычислительные алгоритмы при исследовании по времени неустановившихся процессов (прямые и с разложением по тонам), а также методы расчета установившихся вынужденных колебаний. Программа успешно применялась для расчетов кузовов железнодорожных вагонов [3].

Задачами исследования являлось: определение наиболее нагруженных зон в конструкции сепараторов; сопоставление по уровням напряжений опытных и серийных сепараторов. Для расчетных объектов были составлены объемные модели с использованием восьмиузловых изопараметрических конечных элементов, содержащие от 100 до 1100 тыс. степеней свободы. Пример конечно-элементной модели сепаратора представлен на рис. 2.

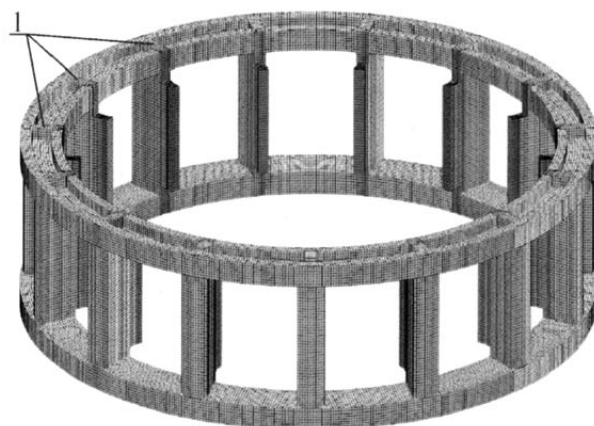


Рис. 2. Модель МКЭ сепаратора 42726Е2М.56 для буксовых подшипников вагонов:
1 – поперечные ребра жесткости на торцевых канавках дисков

В моделях были учтены основные элементы конструкции сепараторов: диски с канавками и поперечными ребрами, перемычки между дисками, подробно отражена геометрия и конструктивные особенности объекта. Смоделированы радиусы скругления в зонах соединения перемычек и колец, так как опыт расчетов показывает наличие в этих местах высоких значений напряжений. В зависимости от режима нагружения модели представляли или весь сепаратор в целом, или его четвертую часть с учетом симметрии конструкции и режимов нагружения.

Режимы нагружения сепараторов

Для каждого сепаратора были рассмотрены по два режима нагружения. Первый предусматривал действие на сепаратор совокупности нагрузок, имеющих место при эксплуатации. Величины нагрузок приняты по результатам экспериментальных исследований ВНИИЖТ нагруженности латунных сепараторов в роликовых подшипниках буксовых узлов подвижного состава [3, 4]. В этом режиме наибольшие по величинам усилия возникают от взаимодействия перемычек сепаратора с роликами при входе роликов в зону нагружения и выходе из нее. В зоне нагружения (протяженностью по угловой координате 140° – 170°) силы тяжести

кузова от наружного кольца подшипника через ролики передаются на его внутреннее вращающееся кольцо. На входе в зону нагружения одна перемычка сепаратора воспринимает усилия со стороны ролика, который сопротивляется входу в зону; на выходе из зоны нагружения другая перемычка воспринимает усилия от ролика, выталкиваемого из этой зоны. В совокупности усилия на две перемычки создают основную часть нагрузки, прижимающей сепаратор к опорной поверхности внешнего кольца подшипника. Усилия от роликов (величиной до 110 Н) распределены равномерно по поверхности контактирующих с роликами перемычек.

С учетом малой изгибной жесткости колец сепаратора (обусловленной низким модулем упругости полиамида по сравнению с модулем упругости латуни) зона контакта сепаратора с внешним кольцом подшипника имеет значительно большую протяженность по угловой координате, чем зафиксированную экспериментально у латунных сепараторов (не превышающую 10°). В выполненных расчетах область контакта определялась непосредственно из решения контактной задачи.

Второй режим нагружения, рассмотренный в расчетах, имитировал испытания сепараторов на статическую прочность при растяжении осесимметричной радиальной нагрузкой с увеличением наружного диаметра на 2,5 мм. Подобные испытания (растяжение на величину 1,5 мм) предусмотрены у изготовителей полиамидных сепараторов серийных подшипников 30-42726E2M при оценке качества их изготовления. Для данного режима характерны значительно большие уровни напряжений по сравнению с теми, которые имеют место в эксплуатации (режим 1). Напряжения, полученные при расчете, учитывали общие деформации, связанные с осесимметричным растяжением колец сепаратора, местные деформации в зонах поперечных ребер жесткости на кольцах, концентрацию напряжений в местах резкого изменения геометрии.

При расчетах был учтен нелинейный характер деформирования материала сепараторов.

Принятая диаграмма деформирования получена на основе испытаний одноосного растяжения образца (рис. 3) до разрыва, представлена объединенной компанией «Полипластик-Технопол» – изготовителем и поставщиком этого типа полимеров для отечественной подшипниковой промышленности. При испытаниях до разрыва зафиксированы максимальные напряжения на уровне 137 МПа.

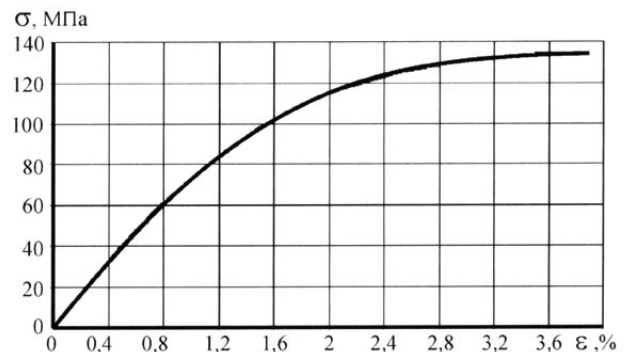


Рис. 3. Диаграмма деформирования материала
Армаид ПА СВ30-1Э-ТМ

Диаграмма практически не имеет начального линейного участка. В исследуемом диапазоне деформаций материал ведет себя как нелинейно-упругий, что обусловило возможность применения в расчетах теории малых упругопластических деформаций, а в качестве численного метода решения нелинейных уравнений – метод переменных параметров упругости И.А. Биргера [5].

Моделирование контактного взаимодействия

Особенностью разработанной методики является учет контактного взаимодействия сепаратора с наружным кольцом подшипника. Из экспериментальных исследований этой проблемы во ВНИИЖТ в подшипниках с латунными сепараторами известно [6], что зона контакта по угловому размеру не превышает 10° . Предварительные расчеты полиамидных сепараторов основывались на допущении о такой же величине зоны контакта. Однако полученный характер деформирования и распределения напряжений свидетельствовал о

неправомомерности таких предпосылок. Расчетные перемещения в конструкции показали взаимное проникновение сепаратора и наружного кольца, причем напряжения вблизи контакта достигали большой величины. Было выявлено существенное различие вида взаимодействия сепараторов из латуни и полиамида с наружным кольцом подшипника и показана необходимость специального моделирования контакта.

В конечно-элементной модели для режима нагружения 1 введены специальные контактные элементы, связывающие узлы наружной поверхности колец сепаратора и контактирующую цилиндрическую поверхность наружного кольца подшипника. Контактные элементы направлены по нормали к этой поверхности, их характеристики принимались переменными. Первоначально небольшая жесткость контактных элементов по нормали к поверхности увеличивалась, если смещения узлов сепаратора превышали установленную допустимую величину зазоров. Тангенциальные компоненты усилий контактного взаимодействия не учитывались.

Модели сепараторов составлены исходя из номинальных значений размеров, приведенных в чертежах. Величины допустимых зазоров задавались контактными элементами с учетом отклонений размеров. Допуски на внешний диаметр сепаратора и внутренний диаметр наружного кольца подшипника просуммированы для того, чтобы смоделировать наихудший вариант сочетания контактной пары с максимально возможными зазорами.

Алгоритм расчета по методу переменных параметров упругости, учитывающий нелинейные соотношения между напряжениями и деформациями, дополнен схемой повторного вычисления жесткости контактных элементов в зависимости от величины фактических зазоров. Но при этом сходимость метода несколько ухудшилась. Если для рассмотренных задач в известном варианте метода (без учета контакта) для сходимости требовалось 5–6 итераций, то при дополнительном включении контактных условий число итераций возросло до 20–25.

На каждой итерации метода переменных параметров упругости для решения квазилинейной задачи использованы итерационные

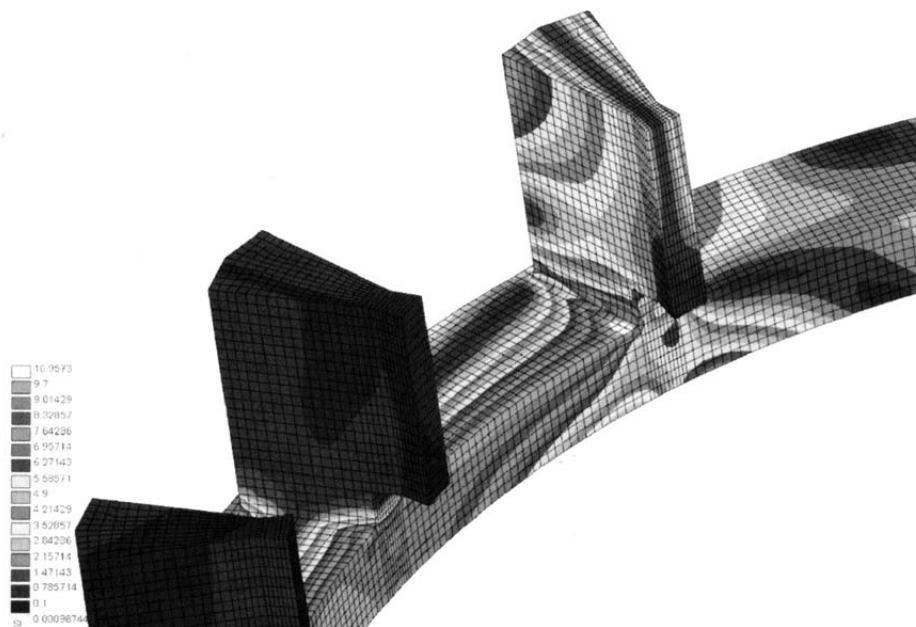


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений (МПа) в наиболее нагруженной зоне сепаратора 42726E2M.56 для буксовых подшипников вагонов (режим 1)

методы решения систем линейных алгебраических уравнений – метод сопряженных градиентов и метод Ланцоша, дополненных процедурой циклического ускорения сходимости за счет формирования специальной структуры матриц жесткости методами нумерации узлов конечно-элементной модели.

Результаты расчетов

В результате проведенных исследований выявлены зоны с наибольшими значениями напряжений в сепараторах. В режиме 1 максимумы напряжений отмечены в местах соединения дисков и перемычек, на которые действуют усилия со стороны роликов. На рис. 4 показано распределение интенсивности напряжений для сепаратора 42726E2M.56 в наиболее нагруженной зоне.

Для других типов сепараторов картина распределения напряжений подобна приведенной. Значения напряжений зависят от технологических радиусов скруглений на стыке элементов сепаратора. В рассмотренных марках сепараторов эти радиусы составляют 0,8–1 мм. Полученные в результате расчетов напряжения достигают в указанных зонах 10,1–13,0 МПа. Увеличение радиусов способствует снижению напряжений.

Зона контакта дисков сепаратора с внешним кольцом подшипника распространяется

на угол более 120° . Цилиндрическая поверхность диска сепаратора по ширине прижата неравномерно. Внешняя часть поверхности прижата в меньшей степени, чем внутренняя (со стороны перемычек).

Имеет место некоторый перекося диска с несколько большим прижатием его внутренней части.

Картина напряженного состояния полиамидного сепаратора (на примере сепаратора типа 42536EM.56) при режиме нагружения 2 представлена на рис. 5.

Для наглядности сепаратор изображен в деформированном состоянии с увеличением деформаций в 5 раз. Для данного типа сепараторов максимальная интенсивность напряжений достигает значения 107 МПа. Для других марок сепараторов порядок напряжений такой же. Из рисунка видно, что напряженное состояние в дисках отлично от однородного. Поперечные ребра жесткости на дисках оказывают заметное влияние на распределение напряжений.

При режиме нагружения 2 установлено влияние на напряженное состояние наличия или отсутствия поперечных ребер жесткости на торцевых канавках их дисков (см. поз. 1 на рис. 2). Анализ распределения напряжений в обоих вариантах конструкции показал, что исключение поперечных ребер жесткости снижает уровень максимальных напряжений на 10 %.

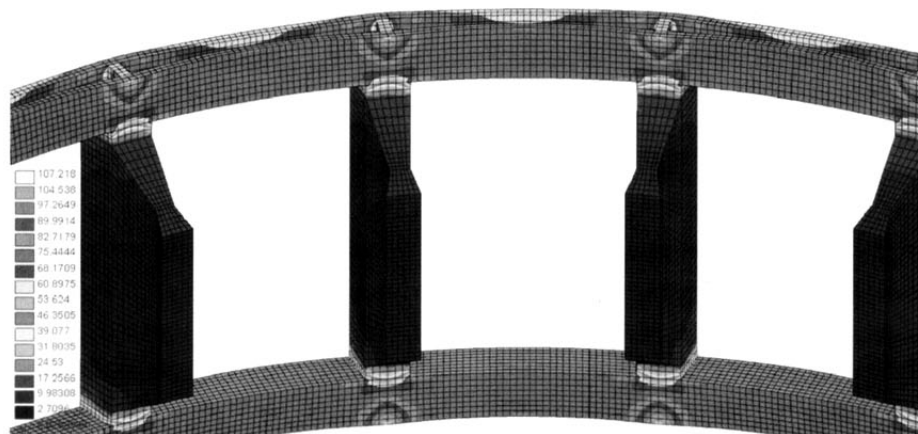


Рис. 5. Распределение интенсивности напряжений (МПа) в элементах и деформированное состояние сепаратора 42536EM.56 (режим 2)

Заключение

По результатам расчетного анализа напряженно-деформированного состояния полиамидных сепараторов для подшипников буксовых узлов можно сделать следующие выводы:

1. Разработана методика конечно-элементного анализа напряженно-деформированного состояния сепараторов из стеклонеполненных полиамидов, одновременно учитывающая нелинейно-упругие свойства материала и особенности контактного взаимодействия сепаратора с внешним кольцом подшипника.
2. Расчетным путем выполнено сравнение нагруженности полиамидных сепараторов опытных и серийных подшипников для букс железнодорожного подвижного состава. Максимальные расчетные значения напряжений в опытных (32532ЕМ.56, 32532Е1М.56, 42536ЕМ.56) и серийных (42726Е2М.56) полиамидных сепараторах при рассмотренных режимах нагружения находятся примерно на одинаковом уровне. При режиме нагружения 1 значения напряжений не превышают 13 МПа. Указанные напряжения практически на порядок ниже напряжений при разрушении образца из полиамида марки Армамид ПА СВ30-1ЭТМ.
3. Применение расчетной методики позволило сформулировать обоснованные предложения по совершенствованию конструкции сепараторов с целью снижения уровней напряжений, повышению их долговечности.

Список литературы

1. Курже Г., Льянг Б, Мартинетти М., Скиллер Д. Полимеры улучшают буксовые подшипники // Evolution (Деловой и технический журнал фирмы SKF). 1998. № 4. С. 27–31.
2. Дмитриченко С.С., Русанов О.А. Опыт расчетов на прочность, проектирования и доводки сварных металлоконструкций мобильных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2006. № 1. С. 8–13.
3. Русанов О.А., Панкратова И.Г., Шур Я.И. Обеспечение нормативных значений частоты изгибных колебаний кузовов вагонов электропоездов // Вестник ВНИИЖТ. 2005. № 5. С. 36–39.
4. Лосев А.В., Акбашев Б.З. Экспериментальные исследования кинематики буксовых подшипников и определение параметров их сепараторов для высоких скоростей движения // Сб. трудов ВНИИЖТ «Работоспособность подшипников качения в узлах локомотивов». 1975. Вып. 540. С. 56–63.
5. Термопрочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, И.В. Демьянушко и др. – М.: Машиностроение, 1975. – 455 с.
6. Аверин Н.А. Исследование нагруженности буксовых подшипников локомотивов при эксплуатации с повышенными осевыми нагрузками: Дисс. канд. техн. наук. – М.: 1982. – 189 с.