

рых определяются аналитическим методом по известным расчетным зависимостям и автоматически выводятся при помощи ЭВМ на печатающее устройство. Полученные экспериментально-расчетные данные сравниваются с эталонными минимально допустимыми значениями по прочности сопряжения с установленным натягом.

При реализации в производстве разработанного способа оценки качества тепловой напрессовки внутренних колец роликовых подшипников на шейке оси колесной пары контроль посадки осуществляется дважды (входной и выходной контроль сопряжения): 1 – перед тепловой сборкой косвенным методом путем замера (с определенной степенью точности) посадочных поверхностей сопрягаемых деталей формируемого соединения, 2 – после формирования прямым методом по напряженному состоянию охватывающей детали сформированного соединения, обусловленному наличием фактического натяга в сопряжении деталей «кольцо подшипника – шейка оси колесной пары». В этом заключаются отличительные признаки описанного способа контроля тепловых напрессовок деталей.

Исходными теоретическими зависимостями для определения деформаций и напряжений в кольце подшипника являются соотношения, вытекающие из классического в теории упругости решения Гадолина-Ляме для толстостенных цилиндров. Как известно, цилиндр считается толстостенным, если толщина стенки последнего больше одной десятой его среднего радиуса. В случае, когда отсутствует наружное давление для толстостенного цилиндра (кольца подшипника) с внутренним равномерно распределенным по его окружности давлением p_k можно записать для наружной поверхности кольца соотношение $p_k = 0,5\sigma_m (1 - K^2) / K^2$, где $K = r_1 / r_2 = d / d_n$; r_1 и r_2 – внутренний и наружный радиусы кольца подшипника; d_n – наружный диаметр кольца.

Учитывая, что натяг δ посадки весьма мал по сравнению с диаметром d поверхности контакта, считаем $d_{ш} = d_o = d$ (диаметры шейки оси и отверстия кольца примерно равны диаметру сопряжения этих деталей). Используем известную зависимость для определения контактного давления в сопряжении по заданной величине натяга соединения $p_k = (\delta E / 2d) / [1 - (d / d_n)^2]$, где E – модуль упругости для стали. Принимая $m_k = 1/K$, получаем достаточно простую для практического применения формулу $\delta = \sigma_m d_n m_k E^{-1}$. Для внутренних колец роликовых буксовых подшипников колесных пар вагонов $d_n = 158$ мм, $d = 130 \dots 129$ мм, соответственно $m_k = 1,215 \dots 1,225$.

Измеряемые тангенциальные напряжения σ_m от посадки кольца подшипника шейку оси не должны превышать расчетные допускаемые значения $[\sigma_m]$, которые определяются при условиях, исключающих перенапряжение кольца подшипника в результате завышения фактического натяга в сопряжении. Это позволяет ликвидировать браки в эксплуатационной работе, вызываемые трещинообразованием и разрывом внутренних колец буксовых подшипников из-за некачественной сборки. Вместе с тем измеряемые напряжения σ_m не должны быть ниже расчетного значения при минимально допустимой величине фактического натяга в сопряжении кольца подшипника с шейкой оси. Это позволяет недопустить прослабления посадки при сборке и исключить в дальнейшем проворачивание кольца подшипника на шейке оси в эксплуатации.

Таким образом обеспечивается совместное выполнение контроля прочности соединения кольца подшипника с шейкой оси колесной пары по фактической величине натяга посадки и первичного традиционно применяемого косвенного способа контроля сопряжения по замерам диаметров посадочных поверхностей соединяемых деталей. При условии использования в структурной схеме средств технического диагностирования вычислительных машин обработанные результаты с ЭВМ передаются на цифропечатающее устройство для визуального контроля и на логический блок сравнения, сопоставляющий по заданному критерию диагностический сигнал с нормированным значением, хранимым в запоминающем устройстве.

УДК 652.225.073: 665.61

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И РЕМОНТА РОЛИКОВЫХ КОЛЕСНЫХ ПАР ВАГОНОВ

И. Л. ЧЕРНИН

Белорусский государственный университет транспорта

Процессы механического взаимодействия сопряженных вагонных деталей, влияние их на прочностные свойства последних в эксплуатации до настоящего времени изучены недостаточно, а имен-

но эти процессы во многом определяют возникновение напряженно-деформированных состояний, обуславливающих появление и распространение различного рода дефектов в элементах и узлах подвижного состава рельсового транспорта. Вопросы контроля процессов сопряжения и оценки исходного состояния соединений вагонных деталей являются актуальными. В ОНИЛ "ТТОРЕПС" БелГУТа проводятся научно-технические и проектно-конструкторские разработки:

- по предотвращению грения роликовых букс и излома шеек осей колесных пар вагонов в эксплуатации из-за дефектов тепловой напрессовки внутренних колец подшипников;
- совершенствованию традиционно применяемых способов напрессовки и демонтажа соединений с гарантированным натягом колес и осей колесных пар (перераспределение и центрирование аксиального сдвигающего усилия относительного смещения деталей для исключения повреждений осей и изгиба шеек, обеспечение стабильности смазки поверхностей трения в зоне сопряжения);
- научно-техническому обоснованию новой технологии механо-сборочных процессов при формировании и демонтаже колесных пар вагонов с использованием гидрораспора между поверхностями контакта осей и колес, прогрессивной сборки соединений колесных пар по схеме «станок на деталь».

Реализация выполненных разработок позволяет значительно увеличить технический ресурс ходовых частей подвижного состава и надежность их в эксплуатации. Это прежде всего касается работоспособности буксовых узлов роликовых колесных пар, долговечности осей и их прессовых соединений. Основным недостатком цилиндрических соединений с гарантированным натягом является недопустимость даже однократной их перегрузки, которая приводит к относительному аксиальному сдвигу и проворачиванию сопряженных деталей. Проворачивание внутренних колец роликовых буксовых подшипников на шейках осей колесных пар вагонов при недостаточном натяге в сформированных тепловых напрессовках приводит к серьезным бракам в эксплуатационной работе из-за недопустимого нагрева букс и крушения поездов на железных дорогах в результате излома шеек осей, обуславливаемых воздействием высокой температуры на прочностные свойства стали. Своевременное выявление недостатков сборки буксовых узлов позволяет существенно повысить безопасность движения поездов. Контроль качества сборки буксовых подшипников с шейками осей является составной частью технологического процесса содержания колесных пар, представляет важную для железнодорожного транспорта научно-техническую задачу. Тепловая сборка поперечно-прессовых соединений внутренних колец подшипников с шейками осей во многих случаях не обеспечивает требуемой прочности сопряжения. Ослабление посадки кольца на шейке оси из-за малой величины фактического натяга, трещинообразование и отколы частиц металла из-за чрезмерных растягивающих напряжений во внутреннем кольце подшипника при больших натягах в сопряжении и разрыв последнего вызывают неизбежные отцепки вагонов в ремонт из-за чрезмерного нагрева буксовых узлов, разрушение роликовых подшипников и излом шеек осей колесных пар, аварии и крушения.

В практике контроль посадки кольца подшипника на шейке оси производится при помощи клеммового устройства, которое обжимает контролируемое кольцо. Под приложенным усилием контролера напрессованное на шейку кольцо проверяется на проворот. Забракованное кольцо снимают с шейки оси при помощи индукционного нагревателя и на его место подбирают другое кольцо, диаметральный натяг которого соответствовал бы нормативному значению. Этот способ контроля слишком субъективен, так как зависит от многих внешних факторов, влияние которых трудно оценить и проконтролировать. Однако он является распространенным, так как в вагоноремонтном производстве и в вагоностроении не внедрены альтернативные методы выходного контроля прочности сопряжения поперечно-прессовых соединений теплового формирования. Кроме того, при ослаблении натяга в соединении из-за большей свободы относительных микроперемещений сопряженных деталей интенсифицируются процессы фреттинг-коррозии. Износ материала при коррозии трения имеет параболическую зависимость от удельной нагрузки в зоне контакта деталей. Изнашивание поверхностей контакта в результате фреттинг-коррозии возрастает пропорционально увеличению амплитуды колебаний и имеет максимальное значение в области низких частот. При больших амплитудах микроперемещений помимо фреттинг-коррозии происходит обычный износ поверхностей сопряжения. Повреждения на поверхности шейки оси от фреттинг-коррозии вызывают мелкие трещины усталости даже при небольших напряжениях в зоне тепловой напрессовки. Трещины усталости от влияния коррозии трения при определенных условиях могут не распространяться на большую глубину и не вызывать полного разрушения шейки оси колесной пары.

Актуальность решения проблемы осуществления эффективного производственного контроля действительного натяга посадки внутреннего кольца буксового подшипника на шейку оси колесной пары подталкивает к разработке рационального метода выходного контроля прочности сопряжения тепловых поперечно-прессовых соединений. Внедрение таких методов достаточно достоверной оценки и прямого контроля качества тепловых напрессовок связано с разработкой соответствующих измерительных устройств, с большим количеством тарировочных экспериментов, созданием достаточно точной и удобной для производственных условий аппаратуры. В лаборатории ТТОРЕПС выполняются экспериментальные исследования разработанного способа контроля, в основу которого заложен принцип оценки исходной прочности соединений с использованием тензометрического замера растягивающих тангенциальных напряжений на наружной поверхности упругого напряженно-чувствительного элемента измерительного устройства, устанавливаемого концентрично относительно контролируемого кольца подшипника и охватывающего последнее на всех стадиях осуществления тепловой сборки формируемого соединения с гарантированным натягом. Проведенные патентно-информационные исследования в области совершенствования выходного контроля процесса сборки прессовых соединений показали новизну и полезность разработанного способа.

Следует учитывать, что при создании начального напряженного состояния тензоэлемента измерительного устройства удельное давление p в зоне контакта последнего с наружной поверхностью контролируемого кольца подшипника вызывает некоторое уменьшение внутреннего радиуса этого кольца на величину $U = 2r_1 p / [E(1 - K^2)]$. Поэтому для получения достоверного значения фактического натяга в сопряжении кольца подшипника с шейкой оси величина тангенциальных напряжений σ'_t в измерительном устройстве от предварительного нагружения его удельным давлением p при закреплении не должна превышать устанавливаемых значений, определяемых расчетным путем при условиях, исключающих радиальные перемещения ($U = 0$) внутренней поверхности кольца подшипника, т.е. $\sigma'_t \leq [\sigma]$. Отмеченное явление подобно сборке цилиндрических соединений с нулевым зазором, при которой в случае $p = 0$ в зоне сопряжения деталей при их относительном сдвиге все же необходимо приложить осевое усилие на преодоление механических зацеплений микронеровностей контактирующих поверхностей. Величина допускаемых растягивающих тангенциальных напряжений $[\sigma_m]$ в тензоэлементе, возникающих при нагреве кольца подшипника до максимально допустимой температуры сборки 120°C , определяется расчетным путем. Аналогичные напряжения, измеряемые тензометрическим методом, сравниваются с расчетными предельными значениями, что обеспечивает дополнительный контроль качества тепловой сборки кольца подшипника с шейкой оси, исключающий перегрев металла при соблюдении условия $\sigma_m \leq [\sigma_m]$.

В данном случае рассматриваются вопросы конструктивного исполнения и работы предложенных устройств тензометрического контроля (заявки на изобретения № 20010618, № 200110790) прочности напрессовки внутренних колец подшипников на шейки осей колесных пар вагонов и устройства для распрессовки (заявка № 2002108437) с использованием технологии гидропрессования (ТПП) забракованных при осуществлении выходного контроля колец подшипников, применение которого позволяет не допустить повреждения поверхностей сопряжения деталей при относительном смещении снимаемого кольца подшипника и отказаться от использования широко применяемого энергоемкого процесса демонтажа роликовых буксовых подшипников с индукционным нагревом внутренних колец.

ТПП – это совокупность технологических операций, конечным результатом которых является снижение потребного аксиального сдвигающего усилия распрессовки, сохранение поверхностей трения в зоне контакта элементов соединений с натягом от механического истирания и схватывания. При данной ресурсосберегающей технологии используется гидрораспор между деталями от высокого давления рабочей жидкости (РЖ), подаваемой с торца напрессовки. При проведении теоретических и экспериментальных исследований по технологии гидропрессования требуют разрешения следующие основные вопросы:

- каким образом наиболее целесообразно подавать РЖ на поверхности трения при относительном аксиальном смещении деталей в процессе демонтажа сформированных соединений с гарантированным натягом;
- какое необходимо создавать давление на входе РЖ в зону сопряжения поверхностей контакта деталей для реализации гидрораспора от масляного клина по всей длине соединения и потребную величину расхода рабочей жидкости с заданной вязкостью;

– какие устройства использовать для осуществления ТПП при маслосъеме колец подшипников с осей колесных пар и как производить работы по гидрораспрессовке, как отследить эффективность применяемой технологии гидропрессования.

В порядке постановки изложенных вопросов необходимо отметить следующее. Учитывая сложность решения поставленной задачи и многочисленные факторы, влияющие на процесс гидропрессования (например, неравномерность посадки охватывающей детали на сопрягаемую ось, изменяющаяся форма и величина зазора по глубине проникновения РЖ между поверхностями трения и пр.), рассматривается следующая модель. Цилиндрическая втулка конечной длины равномерно обжимает бесконечно жесткий вал, между валом и втулкой находится вязкая гидросреда, описываемая общими уравнениями гидродинамики вязкой несжимаемой жидкости (Навье-Стокса) в цилиндрической системе координат. Необходимо определить влияние этой гидросреды (минерального масла) на распределение деформаций и вызываемых ими напряжений по длине контактирующих поверхностей, вызываемых воздействием масляного клина на сопрягаемые детали при осуществлении гидрораспора. При увеличении зазора от давления повышается расход протекающей жидкости. В свою очередь, изменение конфигурации зазора $H(p)$ под воздействием высокого давления РЖ нарушает линейность распределения последнего по длине. На основании гидродинамического расчета движения вязкой несжимаемой жидкости в кольцевом зазоре, образованном в зоне контакта соосных цилиндрических поверхностей, получено аналитическое решение по указанной выше модели, характеризующее зависимость распределения давления РЖ по длине соединения. Это распределение имеет ярко выраженный нелинейный характер (параболическую зависимость). До половины длины посадки давление РЖ в деформированном зазоре изменяется сравнительно медленно, а по мере дальнейшего продвижения жидкости давление ее резко снижается. Исходя из найденной аналитической зависимости получена приемлемая для практического применения расчетная формула по определению потребной величины давления $P_{\text{мг}}$ торцового нагнетания рабочей жидкости:

$$P_{\text{мг}} = K_o (1 + \alpha_k) l_p P_k / \sqrt{\Delta l},$$

где P_k – контактное давление в сопряжении деталей с гарантированным натягом по Гадолину-Ляме; α_k , K_o – коэффициенты, учитывающие отклонения макрогеометрии сопряженных деталей; l_p – расчетная длина сопряжения в зоне гидрораспора по длине посадки, $l_p = \sqrt{l_o}$; l_o – полная длина контакта охватывающей и охватываемой деталей; $\Delta l = l_o - l_z$ – длина контакта деталей соединения, на которой не реализуется расклинивающий эффект от гидрораспора масляным клином, $H(p) = 0$.

УДК 658.515 (088.8) : 629.488.42 : 629.472.7

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНТРОЛЯ ТЕПЛОВОЙ СБОРКИ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ С ШЕЙКАМИ ОСЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР

И. Л. ЧЕРНИН, С. М. СТАРОВОЙТОВ

Белорусский государственный университет транспорта

В. А. РУДЕНОК

Белорусская железная дорога

Своевременное, на стадии изготовления или ремонта, выявление дефектов сборки ответственных узлов во многом определяет безопасность эксплуатации вагонов. Значительную сложность представляет определение фактического контактного давления в соединениях с натягом колец подшипников с шейками осей роликовых колесных пар. Неточности в определении натяга и контактного давления в сопряжении сказываются на разбросах аксиальных усилий относительного сдвига и крутящих моментов на проворачивание деталей прессовых соединений. До сих пор не существует методики определения и оценки точности измерения фактического натяга в тепловых напрессовках колец буксовых подшипников на шейки осей. Анализ способов контроля при сборке соединений с