

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

УДК 629.4

В. И. СЕНЬКО, доктор технических наук, И. Л. ЧЕРНИН, кандидат технических наук, Р. И. ЧЕРНИН, магистр технических наук, Н. Г. СЕНЬКО, научный сотрудник, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ НОВОГО СПОСОБА НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ ПРОЧНОСТИ СОПРЯЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ КОЛЁСНЫХ ПАР

Кратко изложены основные положения исследования процесса выходного контроля прочности сопряжения деталей колёсных пар вагонов по напряженно-деформированному их состоянию от давления гидросреды в зоне контакта. Предлагается использовать тензометрические устройства для контроля тепловых посадок колец подшипников на шейки осей колёсных пар с использованием давления жидкости в зоне сопряжения деталей при нагнетании жидкой вязкой смазки под высоким давлением с торца соединения с натягом.

Повышение интенсивности использования подвижного состава вызывает увеличение статических и динамических нагрузок на ходовые части вагонов, циклической напряжённости элементов колёсных пар и их соединений с гарантированным натягом, что обуславливает рост вероятности образования дефектов и ускорение процессов разрушения. При этом важнейшим условием становится достижение более высокого уровня качества механо-сборочных процессов при изготовлении и ремонте роликовых колёсных пар, обеспечивающего повышение их надёжности и долговечности технологическими методами. Это вызывает необходимость совершенствования технологии сборки-демонтажа конструкций, создания более эффективных технических средств выходного контроля прочности сопряжения элементов. В ОНИЛ «ГТОРЕПС» БелГУТа проводится целенаправленная работа по решению проблемы создания эффективных методов и технических средств для осуществления неразрушающего контроля по прочности соединений с гарантированным натягом колёсных пар вагонов. Признаны изобретениями запатентованные в Республике Беларусь и Российской Федерации разработанные два способа (BY 7377 C1, RU 2329478 C1) неразрушающего контроля прочности напрессовки и устройства для их осуществления, сущность которых заключается в использовании измеряемых данных о напряженно-деформированном состоянии (НДС) охватывающей детали соединения при воздействии на её внутреннюю поверхность давления рабочей жидкости (РЖ).

Задача внедрения в производство рациональных технических средств контроля и специализированного оборудования с оптимальными параметрами и программным обеспечением требует разработки на-

учно обоснованных решений и рекомендаций по эффективной технической диагностике при новом формировании и ремонте роликовых колёсных пар. При условии воздействия на процесс контроля прочности широкого спектра технологических факторов успешное решение указанной задачи невозможно без разработки математической модели, которая смогла бы обеспечить универсальный подход к этому достаточно сложному вопросу, получить обобщённые решения различной сложности с параметрами, удовлетворяющими критериям прочности напрессовок. Исходные данные для разработки удаётся получить при использовании экспериментально-теоретического метода определения прочности сопряжения цилиндрических соединений с гарантированным натягом с тензометрической оценкой НДС элементов.

Гидропрессовая технология сборочных процессов. При использовании гидрораспора в зоне сопряжения с подачей (торцовой и радиальной) РЖ высокого давления в соединение с натягом важно учесть особенности силового нагружения контролируемой охватываемой детали напряжённой посадки и конструкции необходимой технологической оснастки, включающей рабочую камеру в виде толстостенного составного гидроцилиндра, скрепляемого соосно с шейкой оси колёсной пары. В условиях плавно меняющейся нагрузки на составной толстостенный цилиндр применение в расчётах зависимостей, вытекающих из классического в теории упругости решения Ляме-Гадолина, не даёт существенных погрешностей, но отличия в нагружении соединений с натягом от гидрораспора при радиальной и торцовой подаче РЖ в зону сопряжения могут вызывать некоторое расхождение качественных оценок НДС охватываемой детали по длине посадки. Рекомендуемые к

применению при радиальной подаче РЖ расчётные зависимости для определения потребной величины давления нагнетания РЖ в сопряжение применимы лишь в каждом конкретном случае осуществления гидропрессовых работ. Например, известна эмпирическая зависимость ВНИТИ [1] $(p_M)_{\min} = 20 + 1,8p_k$ для расчёта радиальной подачи РЖ в сопряжение с использованием масла МС-20 (кинематическая вязкость масла – 128 мм²/с, подача плунжерного насоса высокого давления – не более 50 мм³/с); в судоремонте при расчётах демонтажа соединений гребных винтов с валами используют эмпирическую зависимость $p_M = p_k [0,2(d_2 / d) + 0,98]$, где p_k – величина контактного давления в сопряжении. Анализ данных тензометрических измерений напряжённого состояния охватывающих деталей от гидрораспора в зоне сопряжения даёт возможность количественной и качественной оценки распределения давления РЖ на длине посадки от месторасположения маслоподводящего канала в средней части напрессованной на вал детали до её выходного торца.

Предложено аналитическое решение [2], характеризующее зависимость распределения давления гидросреды по длине контакта деталей соединения при торцовом подводе РЖ, на основании гидродинамического расчёта движения вязкой несжимаемой жидкости в кольцевом деформированном зазоре, образованном в зоне сопряжения с натягом соосных цилиндрических поверхностей. Это распределение имеет ярко выраженный нелинейный характер, записывается в виде иррациональной функции. Давление РЖ в деформированном зазоре до половины длины посадки изменяется сравнительно медленно, а по мере дальнейшего продвижения жидкости – резко снижается. Относительная глубина проникновения расклинивающей прослойки РЖ в соединениях с гарантированным натягом при реализации гидропрессовой технологии (ГПТ) в механосборочных процессах может быть представлена в виде $\varepsilon = L_z / L_0$, где L_0 – полная длина сужающегося кольцевого деформируемого зазора в сопряжении; L_z – длина участка посадки от места торцового подвода РЖ в соединение до рассматриваемого поперечного сечения сопряжения при соответствующем перепаде давления гидросреды от p_{Mi} на входе и p_{Mz} на удалении L_z от него. В средней части ($\varepsilon = 0,5$) упомянутого кольцевого зазора, заполненного маслом под давлением, количественно совпадают экспериментальные и расчётные значения относительного давления масла в сопряжении при гидрораспоре $\lambda = p_{Mz} / p_{Mi}$. Закономерность изменения относительного давления $\lambda = f(\varepsilon)$ по длине сопряжения даёт возможность получения количественных показателей, характеризующих влияние расклинивающей масляной прослойки в сопряжении с гарантированным натягом в любом случае осуществле-

ния ГПТ с торцовой подачей РЖ при механосборочных процессах. При переменном значении L_z зависимость $\lambda = f(\varepsilon)$ можно в общем виде представить как степенную функцию $y = a[1 - (x/b)]^{0,25}$.

Давление нагнетания РЖ, уравнивая вызываемое натягом контактное сжатие в соединении с натягом, должно обеспечить образование между поверхностями сопряжения зазора, заполненного маслом. Поэтому при гидрораспоре в сопряжении в деталях соединения дополнительно к окружным посадочным напряжениям, которые считаются равномерно распределёнными по длине контакта, возникают неравномерные по этой длине нормальные окружные напряжения от давления применяемой РЖ. Окружные напряжения на наружной поверхности охватывающей детали соединения на основании принципа независимости действия сил записываются в виде суммы указанных напряжений. При прочих равных условиях наибольшие напряжения в месте подвода масла в сопряжение пропорциональны давлению нагнетания. Давление нагнетания РЖ должно превышать контактное давление p_k в сопряжении не только для образования монтажного микрозазора между поверхностями контакта, но и для преодоления дополнительных сил сопротивления протеканию РЖ (гидродинамических сопротивлений) от места ввода её к оппозитно расположенному торцу охватывающей детали. Силы сопротивления зависят от длины соединения, применяемой РЖ, состояния поверхностей контакта, скорости протекания гидросреды и др. При повышении проникающей способности гидросреды в сопряжении деталей во многих случаях не реализуется расклинивающий эффект при гидрораспоре, увеличивается вероятность отказов в работе устройств для гидропрессования и повреждений поверхностей контакта, снижается надёжность технологического процесса монтажа-демонтажа гидропрессовых соединений.

Анализ использования гидрораспора, по данным ВНИТИ [1], позволил получить базирующуюся на данных экспериментов общую оценку процесса гидропрессования, установить характер изменения величины давления масла в микрозазоре по длине посадки. С указанными экспериментальными данными ВНИТИ удовлетворительно согласуются расчётные величины, полученные по вышеупомянутой теоретической зависимости [2, 3] для гидропрессования с торцовым подводом масла в зону контакта деталей соединений. Экспериментальные исследования по способу гидросъёма с торцовым нагнетанием жидкой смазки в зону сопряжения через наружную фаску напрессованного на шейку оси внутреннего кольца буксового подшипника проводились во ВНИИЖТе [4]. Установлена целесообразность применения такого прогрессивного процесса демонтажа прессовых соединений колёсных пар, обеспечивающего сохран-

ность посадочных поверхностей деталей при ремонте. В данном случае перед гидрораспрессовкой монтируется камера высокого давления РЖ у торца напрессованного на шейку оси кольца подшипника. После ввода жидкой смазки и ослабления посадки кольца подшипника на шейке оси колёсной пары из-за гидрораспора в зоне сопряжения выполнялась окончательная распрессовка соединения при помощи дополнительного механического (винтового) съёмника. При использовании гидрораспора в зоне сопряжения соединения с натягом оценивалось напряжённно-деформированное состояние (НДС) охватывающей детали с помощью тензорезисторов, наклеенных по наружной поверхности кольца подшипника. Характер изменения окружных нормальных растягивающих напряжений на указанной поверхности и их величины приведены на рисунке 1.

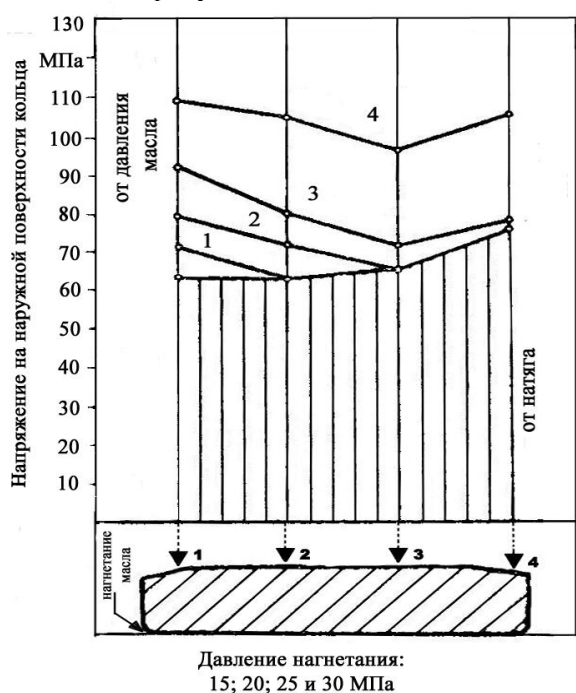


Рисунок 1 – Экспериментальные данные по гидрораспрессовке колец буксовых подшипников [4]

При вводе жидкой смазки под давлением с торца напрессованного на шейку оси кольца подшипника (для обеспечения сохранности контактирующих поверхностей от механических повреждений при демонтаже соединения и снижения аксиального сдвигающего усилия) характер проникновения масляного клина по длине сопряжения посадки меняется. При величине давления нагнетания смазки 20 МПа и более масляный клин, проникая в глубь посадки под кольцо подшипника, создаёт под ним сплошную плёнку, обеспечивающую жидкостное трение на поверхности контакта деталей соединения с натягом при его распрессовке. При этом было установлено, что повышение давления подводимой смазки больше некоторой оптимальной величины не приводит к дальнейшему снижению величины аксиального усилия относительного сдвига демонтируемого кольца. Это может объясняться возрастанием внутреннего

трения в слое жидкой смазки при повышении давления нагнетания.

При движении жидкости в зазоре (при малых зазорах и использовании вязких жидкостей) перепад давлений по длине последнего затрачивается, главным образом, на преодоление вязких сил трения. Силы жидкостного трения в зазоре малы, но в большинстве случаев возрастают пропорционально давлению и зависят от вязкости. При увеличении давления от p_0 до p динамическая вязкость возрастает ($\mu_p = \eta_0 e^{\alpha(p-p_0)}$, где η_0 – динамический коэффициент вязкости при начальном давлении p_0 , коэффициент $\alpha = 0,02 \dots 0,03$ для минеральных масел). Качественно зависимость вязкости от давления для разных жидкостей различна, однако характер кривых изменения вязкости от давления общий: в начальный период (при давлении примерно до 100 МПа) вязкость изменяется сравнительно медленно и практически линейно, а при дальнейшем повышении давления увеличивается во много раз. Свойства смазки обуславливают величину коэффициента трения, а следовательно, и величину потребного усилия относительного сдвига. С повышением вязкости масла давление нагнетания увеличивается, но в то же время увеличивается толщина оставшейся на контактирующих поверхностях масляной плёнки в связи с тем, что более вязкая жидкость труднее выжимается из прессового соединения.

Следует учитывать влияние применяемой гидросреды (РЖ) на распределение деформаций и вызываемых ими напряжений по длине контактирующих поверхностей, вызываемых воздействием масляного клина на сопрягаемые детали при осуществлении гидрораспора в соединении с гарантированным натягом. При увеличении деформируемого монтажного зазора от давления гидросреды повышается расход проникающей РЖ. В свою очередь изменение конфигурации зазора $H = f(p)$ под воздействием давления РЖ нарушается линейность распределения давления последней по длине сопряжения. В данном случае вполне приемлемо упомянутое выше аналитическое решение [2, 3], характеризующее зависимость распределения давления по длине контакта деталей в соединении с натягом и полученное исходя из гидродинамического расчёта движения вязкой несжимаемой жидкости в кольцевом зазоре, образованном в зоне контакта соосных цилиндрических поверхностей.

По результатам приведенных выше теоретического и экспериментальных исследований можно заключить, что на участках жидкостного трения деталей соединений зависимость распределения относительного давления масла (РЖ) достаточно достоверно может быть определена по аналитической зависимости $p_{MZ} = p_{Mi} [1 - (Lz / L_0)]^{0,25}$. Теоретическое исследование

дование распределения давления РЖ по длине сопряжения даёт возможность выбора наиболее рационального режима гидропрессования (ГПТ) при сборке-демонтаже соединений, характеризующегося минимальными остаточными деформациями поверхностей контакта и перестроением поверхностей трения при относительном перемещении деталей сопряжения.

Напряжённо-деформированное состояние контролируемых деталей. Давление подводимой рабочей жидкости (РЖ) должно быть достаточным для того, чтобы уравновесить контактное сжатие от наличия натяга и обеспечить расширение охватывающей детали на величину усадки охватываемой в зоне сопряжения. Оптимальный процесс гидропрессования (ГПТ) обеспечивается при создании в зоне сопряжения масляной прослойки толщиной, превышающей суммарную высоту $h_z = R_{z1} + R_{z2}$ микронеровностей поверхностей контакта деталей соединения с натягом. Следовательно, при гидрораспоре необходимо обеспечить на элементарной длине посадки dl в любом поперечном сечении сопряжения на расстоянии L_z от входного торца условие $p_z > q_k$, где $q_k = p_k + p_U$. Дополнительное давление гидросреды p_U , затрачиваемое на изменение радиуса R_2 внутренней поверхности охватывающей детали на величину u_2 , одновременно вызывает некоторое уменьшение радиуса R_1 поверхности контакта охватываемой детали на величину u_1 . В зоне контакта образуется масляная прослойка толщиной $(u_2 + u_1)$. По мере удаления от входа масла в зону сопряжения относительные деформации деталей соединения непрерывно уменьшаются.

Для внутреннего кольца подшипника радиальное перемещение на поверхности радиусом $r = d/2$, где d – диаметр сопряжения, определяется по зависимости Ляме-Гадолина для толстостенных цилиндров. Соответственно при известном изменении радиуса «и» наружной поверхности кольца подшипника величина контактного давления в сопряжении с натягом определяется

$$p_k = uE[(d_2/d)^2 - 1]/d_2. \quad (1)$$

На наружной поверхности толстостенного составного цилиндра под воздействием внутреннего давления возникают растягивающие нормальные напряжения, определяемые как для сплошного цилиндра [5]:

$$\sigma_t = p_k r_1^2 [1 + (R^2/r^2)] / (R^2 - r_1^2), \quad (2)$$

где r – текущий радиус составного толстостенного цилиндра; r_1 – внутренний радиус кольца подшипни-

ка, напрессованного на шейку оси; R – радиус наружной поверхности составного цилиндра. Если $r = R$ – радиус наружной поверхности тензометрической измерительной втулки, на поверхности которой измеряются окружные нормальные напряжения σ_t , обусловливаемые радиальным уширением напрессованного на шейку оси кольца подшипника, то указанные напряжения

$$\sigma_{tr=R} = 2p_k r_1^2 / (R^2 - r_1^2); \quad p_k = \sigma_t (R^2 - r_1^2) / 2r_1^2, \quad (3)$$

где $R = \text{const}$ – величина постоянная для измерительного устройства, $r_1 = 0,5 d_{ш}$ (диаметр шейки оси колёсной пары).

Таким образом, измеряемые на поверхности тензометрической втулки усреднённые напряжения $\sigma_{тп}$ от посадки использованы для оценки контактного давления в соединении при реализации расчётно-экспериментального метода определения напряжённо-деформированного состояния (НДС) охватывающей детали соединения с учётом вытекающей из решения Ляме-Гадолина зависимости

$$p_k = \sigma_{тп} [1 - (d/d_2)^2] / 2(d/d_2)^2. \quad (4)$$

Расчётным путём по номограммам или с применением машинной обработки результатов замеров на ЭВМ определяются окружные напряжения на внутренней поверхности напрессованного кольца подшипника σ_t , а затем величина фактического контактного давления в зоне сопряжения последнего с шейкой оси колёсной пары

$$p_k = 0,5\sigma_t [(R/r_1)^2 - 1]. \quad (5)$$

Зная величину растягивающих нормальных напряжений на наружной поверхности тензометрического элемента контрольного устройства от гидрораспора в зоне сопряжения, можно также определить величину фактического натяга в сформированном соединении. В случае, когда отсутствует давление на наружной поверхности охватывающей детали диаметром d_2 , внутреннее равномерно распределённое по её окружности диаметром d_1 (при $d_1 = d$ – диаметр сопряжения) давление p_k определяется по формуле (4). Известна зависимость для определения контактного давления в сопряжении по величине натяга в соединении деталей

$$p_k = \delta E [1 - (d/d_2)^2 / 2d]. \quad (6)$$

Учитывая, что величина натяга посадки весьма мала по сравнению с диаметром сопряжения d по поверхности контакта, можно приближённо считать диаметры шейки оси и отверстия кольца подшипника примерно равными диаметру сопряжения этих деталей ($d_{ш} = d_1 = d$) в соединениях с гарантированным

натягом. Совместным решением уравнений (4), (6) получаем зависимость для определения величины натяга в сопряжении $\delta = (1/E)\sigma_{тп}(d_2^2/d)$. Используя широко применяемое соотношение $K = r_1/r_2$ и принимая отношение $1/K = d_2/d = m_k$, получаем достаточно простую для практического применения формулу определения фактического натяга в сопряжении кольца подшипника с шейкой оси колёсной пары в виде

$$\delta_{\text{факт}} = (\sigma_{тп}/E)m_k d_2. \quad (7)$$

Можно принимать $m_k = \text{const}$ для внутренних колец роликовых буксовых подшипников колёсных пар вагонов ($m_k = 1,215385 \dots 1,224806$).

При условии использования в структурной схеме средств технического диагностирования по прочности сопряжения деталей соединений с гарантированным натягом вычислительных машин обработанные результаты измерений с ЭВМ передаются на цифровое печатающее устройство для визуального контроля и на логический блок сравнения, сопоставляющий по заданному критерию диагностический сигнал с нормированным значением параметра, хранимым в запоминающемся устройстве. Результаты измерений должны фиксироваться на диаграмме самопишущего прибора с записью даты и места установки внутренних колец буксовых подшипников на шейки оси колёсной пары, величин посадочных диаметров последних по результатам замеров перед сборкой формируемых соединений по требуемому натягу в сопряжении, номеров оси и подшипников. Обеспечивается неоспоримое совместное выполнение контроля прочности соединения кольца подшипника с шейкой оси по фактической величине натяга посадки (на основании оценки НДС кольца) и первичного традиционно применяемого косвенного метода контроля сопряжения по замерам диаметров посадочных поверхностей соединяемых деталей. Это позволяет ликвидировать браки в эксплуатационной работе, вызываемые трещинообразованием и разрывом внутренних колец буксовых подшипников, не допустить ослабления посадки при сборке и исключить в дальнейшем проворачивание кольца подшипника на шейке оси колёсной пары при эксплуатации.

Разработано устройство для дополнительного контроля прочности механической напрессовки коле-

са на ось колёсной пары (патент ВУ 2431 У), содержащее выполненный с возможностью коаксиальной его установки на ступицу колеса (перед напрессовкой последнего на ось) чувствительный элемент с закреплёнными на нём тензорезисторами. Решается задача совершенствования выходного контроля сопряжений «подступичная часть оси – ступица колеса» для повышения их надёжности. Дополнительный контроль формируемого соединения осуществляется после напрессовки колеса на подступичную часть оси по фактическим нормальным напряжениям в охватывающей детали от полученного натяга в сопряжении (определяется разность величин измеренных напряжений до и после сборки соединения с гарантированным натягом).

Выводы.

Применяемые способы оценки прочности соединений с гарантированным натягом колёсных пар вагонов не дают возможности получения вполне достоверных данных для установления величины фактического контактного давления в зоне сопряжения и напряжённого состояния охватывающей детали из-за дискретности контакта на отдельных участках посадки. Реализация выполненных разработок в производственных условиях обеспечивает возможность повышения достоверности оценок прочности сопряжения деталей продольно- и поперечно-прессовых соединений колёсных пар вагонов. Внедрение в практику изготовления и ремонта ходовых частей подвижного состава предложенных систем неразрушающего контроля соединений с гарантированным натягом позволяет повысить надёжность колёсных пар в эксплуатации и безопасность движения поездов.

Список литературы

- 1 **Гречищев, Е. С.** Соединения с натягом / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко. – М. : Машиностроение, 1981. – 247 с.
- 2 **Чернин, И. Л.** Определение параметров гидропрессования при сборке-разборке соединений с гарантированным натягом / И. Л. Чернин. Совершенствование конструкции и технологии изготовления вагонов: межвуз. сб. науч. тр. – Гомель, 1994. – С. 67–73.
- 3 **Сенько, В. И.** Техническое обслуживание вагонов. Организация ремонта грузовых вагонов в депо : учеб. пособие / В. И. Сенько, И. Л. Чернин, И. С. Бычек. – Гомель : БелГУТ, 2002. – 371 с.
- 4 **Генич, Б. А.** Гидравлический способ демонтажа подшипников качения / Б. А. Генич, Б. З. Акбашев. – М. : ВНИИЖТ, 1960. – 20 с.
- 5 **Феодосьев, В. И.** Сопrotивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1972. – 544 с.

Получено 01.10.2010

V. I. Senko, I. L. Chernin, R. I. Chernin, N. G. Senko. Methodological bases of new process of not destroying control of durability of interface of details of connections with the tightness of wheel pairs.

Substantive provisions of research of process of the target control of durability of interface of details on their is intense-deformed condition from pressure of hydroenvironment in a contact zone are is short stated. It is offered to use tenzometric devices for the control thermal plantings rings bearings on necks of axes of wheel pairs cars with use pressure of a liquid in a zone of interface.