

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
им. М. И. КАЛИНИНА

На правах рукописи

ТКАЧУК Зиновий Григорьевич

629. У. 027. 11

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ
СОЕДИНЕНИЙ ПОЛОЙ ВАГОННОЙ ОСИ
С ЦЕЛЬНОКАТАНЫМИ КОЛЕСАМИ**

05.22.07 — Подвижной состав и тяга поездов

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1978

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена на дважды ордена Ленина, ордена Красного Знамени, ордена Отечественной войны I степени, ордена Трудового Красного Знамени, ордена Октябрьской Революции Уральском вагоностроительном заводе им. Ф. Э. Дзержинского и в Украинском заочном политехническом институте.

Научный руководитель:

заслуженный работник высшей школы УССР, доктор технических наук, профессор Г. Я. Андреев.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор **П. В. Шевченко,**

кандидат технических наук, старший научный сотрудник
Е. С. Гречищев.

Ведущее предприятие — Крюковский ордена Октябрьской Революции вагоностроительный завод.

Защита состоится «**29**» июня 1978 г. в « » час на заседании специализированного совета К 114.07.01 в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта имени М. И. Калинина.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ДИИТа.

ленные печатью, про-
ГСП, г. Днепропет-

зированной совета,
доцент
Л. В. Петрович.

НТБ
ДНУЖТ

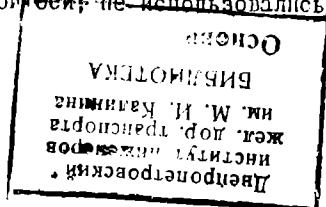
ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В "Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976-1980 годы", принятых XXV съездом КПСС, особое внимание обращается на ускорение научно-технического прогресса, на неразрывную связь научных исследований с интересами народного хозяйства.

Развитие транспортного машиностроения по пути повышения грузоподъемности и скорости движения поездов предъявляет к подвижному составу ряд новых требований, направленных на снижение его массы, повышение надежности и долговечности. Снижение массы неподрессоренных элементов вагона и, в частности, колесных, кроме экономии металла и сокращения эксплуатационных расходов, имеет важное значение для улучшения ходовых качеств вагона и уменьшения вредного воздействия его на верхнее строение пути.

6764a Одним из направлений решения этой задачи является создание легких колесных пар с полыми осями. Значимость облегчения колесных пар, как неподрессоренных масс, особенно возрастает с увеличением скоростей движения поездов. В СССР ежегодно изготавливается около 500 тыс. колесных пар. Поэтому создание облегченных колесных пар с полыми осями является важной народнохозяйственной задачей, решение и внедрение которой позволит сэкономить миллионы рублей и десятки тысяч тонн металла за счет уменьшения массы оси и сокращения эксплуатационных расходов.

Первые варианты отечественных и зарубежных колесных пар с полыми осями не получили широкого распространения на железнодорожном транспорте по причинам: ослабления прессовых соединений полных осей с колесами в эксплуатации; образования усталостных трещин в полой оси; не использовались эффективные технологичес-



НТБ
ДНУЖТ

кие методы изготовления полых осей, повышающие их прочность и долговечность. Создание облегченных колесных пар с полыми осями, лишенных отмеченных недостатков, является сложной научно-технической задачей и для ее решения требуется применить эффективные конструкторско-технологические методы, выполнить всесторонние исследования.

Цель работы. На основе анализа недостатков первых вариантов облегченных колесных пар, исследования и применения эффективных конструкторско-технологических методов создать прочную и долговечную колесную пару с полой осью для вагонов.

Общая методика исследований. В теоретической части работы исследован и применен метод стержней, радиально вмонтированных в подступичную часть оси. На натурных колесных парах с помощью этого метода определены радиальные перемещения сопрягаемой поверхности оси и ступицы колеса от их соединения с натягом. Затем на основе метода точечно-упругого контактирования через функции напряжений определены контактные давления в соединении со ступицей, имеющей сложную форму тела вращения.

Методами математической статистики на натурных соединениях исследован характер распределения конечных усилий запрессовок от комплекса технологических и производственных факторов.

Прочность соединений с полыми осями оценивалась на натурных колесных парах усилиями распрессовок в момент срыва колес, конечными усилиями запрессовок и их отношением — коэффициентом относительной прочности. Показатели прочности определялись в зависимости от временного фактора и пробегов в эксплуатации.

Исследование напряженного состояния сопрягаемых элементов полых осей и ступицы колеса осуществлялось методами тензопластики

НТБ
ДНУЖТ

и специальными индикаторными приборами.

Оценка результатов измерений исследований колесных пар с полыми осями производится сравнением с соответствующими характеристиками серийно изготавливаемых колесных пар со сплошными осями. Достоверность экспериментальных исследований подтверждена сопоставлением результатов измерений, выполненных различными методами, и длительными эксплуатационными испытаниями колесных пар с полыми осями.

Научная новизна. Разработан и применен экспериментально-теоретический метод определения характера распределения и величин контактных давлений в соединениях с натягом оси со ступицами, имеющими сложную форму тела вращения.

Впервые исследован характер распределения конечных усилий запрессовок и прочность прессовых соединений с полыми осями методами математической статистики на многочисленных натурных соединениях. Определено влияние технологических факторов и доминирующего фактора натяга на величины конечных усилий запрессовок.

Исследована зависимость прочности тепловых соединений с полыми осями, покрытыми пленкой эластомера ГЭН-150(В), от температуры индукционного нагрева ступиц колес и от режима остывания колесных пар.

Оценено напряженное состояние сопрягаемых элементов полой оси и ступицы колеса с учетом контактных давлений от их соединения с натягом и от действующих на колесную пару нагрузок.

Практическая ценность. Создана прочная и долговечная колесная пара с полой осью, которая на 100 кг легче серийно изготавливаемой колесной пары.

Разработаны основы стабильной технологии массового формиро-

НТБ
ДНУЖТ

вания колесных пар с полными осями.

Метод радиально вмонтированных стержней может быть использован для определения перемещений и контактных давлений в соединениях осей и валов с переменными натягами, с несимметричными ступицами, имеющими сложную форму тел вращения.

Апробация работы. Результаты работы докладывались:

- на отраслевом научно-техническом семинаре по облегченным колесным парам 30.XI.1966 г., г.Н.Тагил, Уралвагонзавод;
- на заседании кафедры "Технология машиностроения" Украинского заочного политехнического института (УЗПИ) 27.III.1966 г., г.Харьков;
- на заседании кафедры "Технология машиностроения" УЗПИ II.П. 1969 г., г. Харьков;
- на расширенном заседании кафедры "Технология машиностроения" и лаборатории АТПМ УЗПИ 15.III.1976 г., г. Харьков;
- на научном семинаре кафедр "Вагоны и вагонное хозяйство", "Технология металлов" и "Теоретической механики" ХИИТа 12.VI. 1976 г., г. Харьков;
- на заседании кафедры "Вагоны и вагонное хозяйство" ДИИТа 14.II. 1978 г., г. Днепропетровск.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 5 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и предложений, списка литературы и приложений. Текстовая часть работы изложена на 146 страницах машинописного текста. Работа содержит 64 рисунка и 41 таблицу расчетов и результатов исследований.

НТБ
ДНУЖТ

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено обоснованию актуальности выбранной темы, постановке задач для исследования.

В первой главе изложен анализ научно-технической информации о колесных парах с полыми осями и обоснованы принятые направления исследований. Большой вклад в создание прочных и долговечных колесных пар с полыми и сплошными осями внесли советские ученые: Серенсен С.В., Попов А.А., Шевченко П.В., Андреев Г.Я., Кудрявцев И.В., Школьник Л.М., Зобнин Н.П., Мартынов Н.И., Гречищев Е.С., Иванов В.В., Коротеев И.М., Савчук О.М., Наумов И.В. и другие.

Анализ показывает, что зарубежные (США, Германия, Швейцария) и первые отечественные варианты колесных пар с полыми осями не получили широкого распространения по причинам образования усталостных трещин на подступичных частях полых осей и ослабления их соединений с колесами. Полые оси изготавливались из легированных и углеродистых цельнокатаных труб, центробежной отливкой и путем высверливания отверстий. Стремление сохранить неизменным посадочный диаметр при значительных размерах отверстий привело к малой толщине стенок, уменьшению площадей и моментов сопротивления сечений всех этих осей. Попытка компенсировать уменьшение названных геометрических показателей полых осей увеличением механических характеристик металла и термической обработкой оси не дала положительных результатов. Применение сравнительно жестких ступиц и зигзагообразное расположение волокон, вызванное продольной высадкой утолщенных частей осей, послужили дополнительными причинами снижения усталостной прочности полых осей в зоне посадки колес.

В рассмотренных работах показано, что внедрение упрочняющей накатки сопрягаемых поверхностей роликами позволяет в 2-2,5 раза повысить усталостную прочность осей в запрессовке и одновременно увеличить прочность их соединений с колесами в процессе эксплуатации. Тепловой метод формирования колесных пар позволяет при уменьшенных на 25% натягах увеличить прочность соединений в 1,5-2 раза, применить антикоррозионные покрытия, снижающие концентрацию напряжений и коррозию трения на сопрягаемых поверхностях. Прочность соединений осей с колесами возрастает с увеличением жесткости сопрягаемых элементов и значений натягов. Усталостная прочность осей в запрессовке, наоборот, снижается с увеличением указанных параметров. Поэтому для рационального подбора натягов, конфигурации и жесткости сопрягаемых элементов представляет интерес разработка метода определения контактных давлений в соединении полой оси с натурной ступицей колеса.

Таким образом, только комплексный подход к обеспечению усталостной прочности полой оси и прочности ее соединений с колесами путем рационального подбора жесткости сопрягаемых элементов, величин натягов, применения упрочняющей накатки роликами и других конструкторско-технологических методов позволит создать надежные и долговечные колесные пары с полыми осями.

Во второй главе диссертации дается исследование экспериментально-теоретического метода определения контактных давлений в соединении оси со ступицей, имеющей сложную форму тела вращения.

Пусть на подступичную часть полой оси с переменным натягом посажена ступица колеса, имеющая форму тела вращения (рис. I.а.). Тогда радиальные перемещения сопрягаемых поверхностей полой оси $U_o(i)$ и ступицы колеса $U_c(i)$ в плоскости i , перпендикулярной оси z ,

НТБ
ДНУЖТ

будут равны половине натяга δi

$$|U_o(i)| + |U_c(i)| = \frac{\delta i}{2} \quad (1.)$$

Точное удовлетворение равенства (1.) для всех точек контакта связано со значительными математическими трудностями. Поэтому в работе использован приближенный способ точечно-упругого контактирования А.А.Попова, согласно которому равенство (1.) удовлетворяется лишь в отдельных выбранных точках, т.е.:

$$\left. \begin{aligned} |U_o(1)| + |U_c(1)| &= \frac{\delta_1}{2} \\ |U_o(2)| + |U_c(2)| &= \frac{\delta_2}{2} \\ |U_o(n)| + |U_c(n)| &= \frac{\delta_n}{2} \end{aligned} \right\} \quad (2.)$$

Перемещение контактной поверхности полой оси определено Е.С.Саввушкиным в предположении, что непрерывный, пока неизвестный характер распределения контактных давлений можно заменить ступенчатым, постоянным на длине участка $\Delta l = z_i - z_{i-1}$. Тогда радиальные перемещения в каждой из выбранных точек определяются в зависимости от величины контактных давлений:

$$U_o(i) = f_i(p_0, p_1, p_2, \dots, p_{n-1}) \quad (3.)$$

Теоретическое определение перемещений сопрягаемой поверхности ступицы, имеющей форму тела вращения, представляется очень трудным, поэтому в работе используется влияние посаженной с натягом ступицы на характер перемещений сопрягаемой поверхности оси. Для экспериментального определения этих перемещений использован метод измерительных стержней, радиально смонтированных в подотупичную часть оси (рис. 1.а.)

НТБ
ДНУЖТ

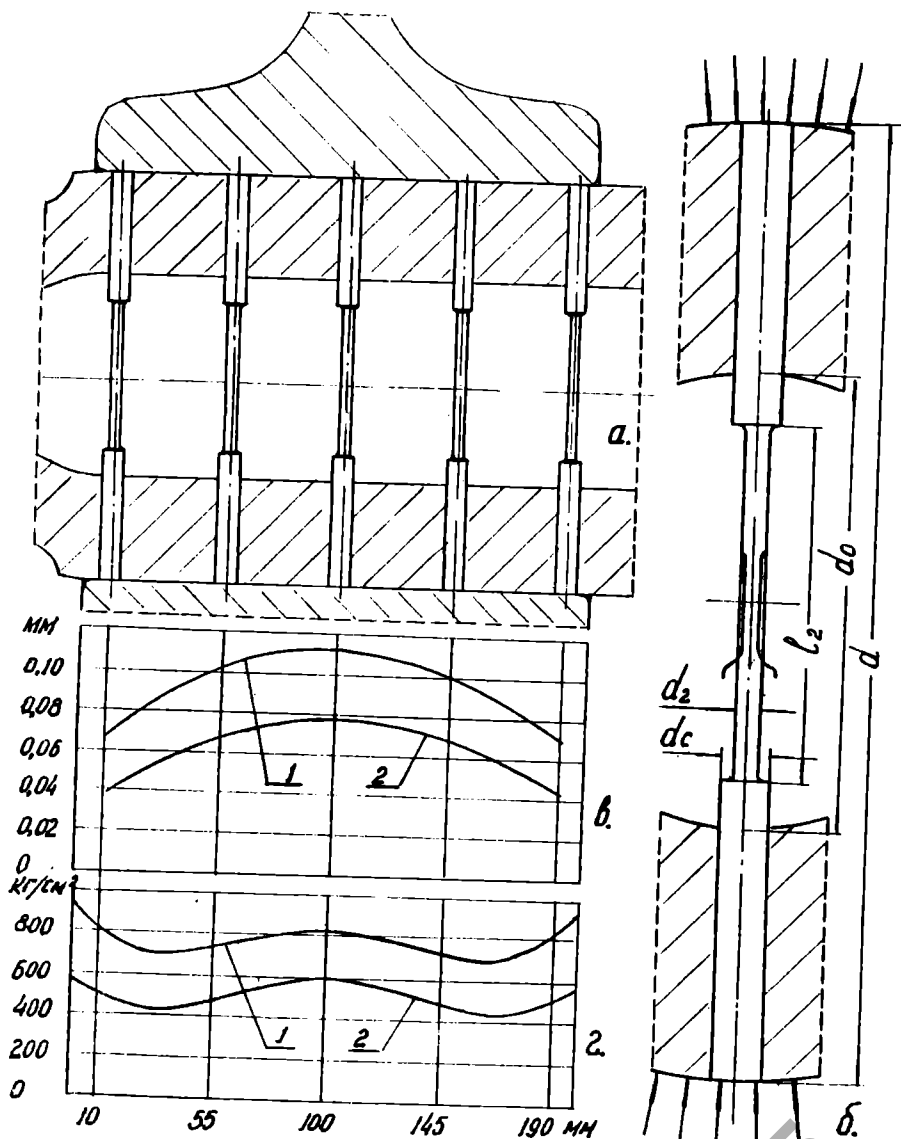


Рис. I. Схема расчёта (а., б.), перемещения (в.) и контактные давления (г.) в соединении полый оси со ступицей колеса: кривые 1-при натяге 0,26 мм; кривые 2- 0,17 мм

При посадке колеса на ось стержня с наклеенными тензометрическими датчиками сопротивления получают продольные деформации W_i , равные радиальному перемещению сопрягаемой поверхности оси в сечении i . Тогда радиальные перемещения сопрягаемой поверхности ступицы будут равны:

$$U_{C(i)} = \frac{\delta_i}{2} - \frac{W_i}{2} \quad (4.)$$

Подставляя формулы (3.) и (4.) в уравнение (2.), получим систему уравнений, линейных относительно неизвестных P_i

$$\left. \begin{aligned} f_1(P_0, P_1, P_2, \dots, P_{n-1}) &= \frac{W_1}{2} \\ f_2(P_0, P_1, P_2, \dots, P_{n-1}) &= \frac{W_2}{2} \\ f_n(P_0, P_1, P_2, \dots, P_{n-1}) &= \frac{W_n}{2} \end{aligned} \right\} \quad (5.)$$

Теоретическое исследование функций $(P_0, P_1, \dots, P_{n-1})$ и экспериментальное определение значений W_i позволит решить систему уравнений (5.) и определить контактные давления в соединении полый оси со ступицей колеса.

Для обеспечения заданной точности и достоверности результатов исследований измерительные стержни (рис. 1.б.) должны удовлетворять следующим условиям:

- минимальному значению посадочного диаметра стержня в целях незначительного ослабления подступичной части оси;
- устойчивости стержня на продольное сжатие;

$$\sigma_c \leq \sigma_{кр} \leq \sigma_{np} \quad \text{или}$$

$$\frac{E \delta_{max}}{2 \left[l_2 + (d - l_2) \frac{d_2^2}{d^2} \right]} \leq \frac{\pi^2 E d_2^2}{4 l_2^2} \leq \sigma_{np} = 3000 \text{ кгс/см}^2 \quad (6.)$$

- равной или меньшей жесткости стержня на продольное сжатие с жесткостью полый оси на боковое сжатие;

$$\frac{\rho_k d}{E} \left[\frac{d^2 + d_o^2}{d^2 - d_o^2} - \mu \right] = \frac{\rho_k}{E} \left[(d - l_2) - l_2 \frac{d_c^2}{d_2^2} \right] \quad (7.)$$

высокой чувствительности измерений

$$\varepsilon_u = \varepsilon \cdot d \frac{d_c^2}{d_2^2} : \left[(d - l_2) + l_2 \frac{d_c^2}{d_2^2} \right] \quad (8.)$$

где d, d_o - посадочный и внутренний диаметры полрой оси;

d_c, d_2, l_2 - размеры измерительного стержня (рис. I.б.);

$\sigma_c, \sigma_{кр}, \sigma_{пр}$ напряжение в стержне, критическое напряжение, предел пропорциональности материала стержня;

δ_{max} - наибольшее допустимое значение натяга;

ρ_k - контактное давление в соединении;

$\varepsilon, \varepsilon_u$ - относительные деформации стержня на диаметре измерительного стержня и в местах наклейки тензометрических датчиков.

Из анализа уравнения (7.) следует, что условие равной жесткости обеспечивается у стержня постоянного сечения с полрой осью, у которой $d_o = 0,36d$. Для полрой оси $d_o = 0,5d$ необходимо применять менее жесткие стержни с выточкой. Условиям уравнений (6., 7., 8.) удовлетворяет стержень, изображенный на рис. I.б., для которого $d = 202$ мм, $d_c = 17$ мм, $d_2 = 5$ мм, $l_2 = 60$ мм.

Измерение радиальных перемещений и контактных давлений производилось на натурных соединениях полрой оси с колесами. Перемещения сопрягаемых поверхностей для каждого соединения измерялись при их запрессовке и распрессовке. Результаты записанных на осциллограммах перемещений изображены на рис. I.в.: кривая I в соединении с натягом 0,26 мм, кривая 2 - с натягом 0,17 мм.

Используя полученные результаты и решение Е.С.Саввушкина

НТБ
ДНУЖТ

для расчета перемещений сопрягаемой поверхности полый оси от единичных контактных давлений, через функции Бесселя определены контактные давления в исследуемых соединениях. Характер распределения и величины контактных давлений даны на рис. I.г. В соединении с натягом 0,26 мм (рис. I.г., кривая I) наблюдается концентрация контактных давлений по краям соединения. Для полый оси и колеса, соединенных с переменным и заниженным по краям на 20% натягом, значительной концентрации контактных давлений не наблюдалось. Отмечается влияние диска и обода колеса на высокий уровень контактных давлений по середине соединения. Относительно невысокая концентрация контактных давлений (до 30%) по краям соединения, вызванная влиянием выступающих концов оси, объясняется эластичностью концов конической ступицы колеса и увеличением диаметра сопрягаемых поверхностей полый оси и колеса без изменения наружных размеров стандартной ступицы колеса.

Рассмотренный метод с использованием радиально вмонтированных измерительных стержней позволяет: определить и записать на осциллограмму радиальные перемещения сопрягаемых поверхностей по всей длине соединения оси с колесами; определить контактные давления в соединениях с постоянным и переменным натягами и со ступицей, имеющей сложную форму тела вращения.

В третьей главе исследована прочность натурных колесных пар с полыми осями, сформированных прессовым и тепловым методами. Критериями для оценки прочности соединений с полыми осями взяты те же показатели, которые применяются для определения прочности серийно изготавливаемых колесных пар: усилия распрессовки в момент срыва колес, конечные усилия запрессовки и их соотношение – коэффициент относительной прочности. Чтобы определить необходимое превышение натягов для соединений с полыми осями,

имевшими меньшую жесткость на радиальное сжатие, изучено фактическое распределение натягов большой выборки прессовых соединений со сплошными осями. Исходя из условий равной прочности соединений с полыми и сплошными осями, теоретически установлено, что для колесных пар с полыми осями необходимо увеличить значения натягов на 28%. В экспериментальных исследованиях для обеспечения одинаковых усилий запрессовок средние значения натягов в соединениях с полыми осями были увеличены на 30%.

Методами математической статистики на многочисленных натурных соединениях исследовано распределение конечных усилий запрессовок в зависимости от комплекса технологических и производственных факторов. Установлено, что характер распределения конечных усилий запрессовок соответствует закону нормального распределения (рис.2.). Расхождения между эмпирическим и теоретическим распределениями усилий запрессовок весьма незначительны. Их соответствие подтверждено критерием согласия А.Н.Колмогорова. Вероятности $P(X) = 0,33-0,99 \gg 0,05$ о сходимости эмпирических и теоретических результатов имеют большие значения для всей совокупности усилий запрессовок и для выборки усилий, соответствующих каждому натягу в отдельности. Математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение конечных усилий запрессовок равны:

$$\bar{P} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^K P_i m_i \quad \sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^K (P_i - \bar{P})^2 m_i} \quad (9)$$

где n, m_i - число всех запрессовок и распределенных, соответствующих группе i ;

P_i - среднее значение усилий запрессовок в группе i

K - число групп.

Несмотря на применение узкого диапазона натягов при запрес-

совке колесных пар с полными осями, значения усилий запрессовок получили рассеивание в широком интервале: $6\sigma = 55$ тс (0,539 МН), в 1,6 раза превышающем установленные технической документацией пределы. По этой причине заново перепрессовано 10% соединений, конечные усилия которых вышли за пределы 70–104 тс (0,686–1,02 МН). В общей мере рассеивания дисперсия от натяга занимает 29%, а натяг имеет доминирующее влияние на распределение конечных усилий запрессовок. Определена корреляционная зависимость математического ожидания конечных усилий запрессовок от натягов δ_0

$$\bar{P}_3 = 220 \delta_0 + 31,45 \quad (10.)$$

Установлено, что при одинаковых условиях формирования и натягах усилия запрессовок в колесных парах с полными осями (рис.3., прямая 1.) на 18–20% ниже, чем в колесных парах со сплошными осями (рис.3., прямая 2.). Исследована прочность натурных прессовых соединений с полными осями, распрессованных в течение суток с момента их формирования (рис.3., прямая 3.). Среднее значение коэффициента относительной прочности для этих соединений равно 1,39. После эксплуатационного пробега 169 тыс.км коэффициент относительной прочности у колесных пар с полными осями возрос на 30%. Средние его значения для колесных пар распрессованных при температуре 20°C и 80°C, соответственно равны 1,85 и 1,99. Наименьшее из всех усилий распрессовок 127 тс (1,245 МН) в 1,8 раза превышает нижний предел прочности, допустимый для серийно изготавливаемых колесных пар. После эксплуатационного пробега 992–1635 тыс.км прочность прессовых соединений с полными осями возрастает, среднее значение коэффициента относительной прочности достигает 2,14.

Исследована прочность колесных пар, сформированных тепловым методом, с полными осями, покрытыми пленкой эластомера ГЭН-150(В)

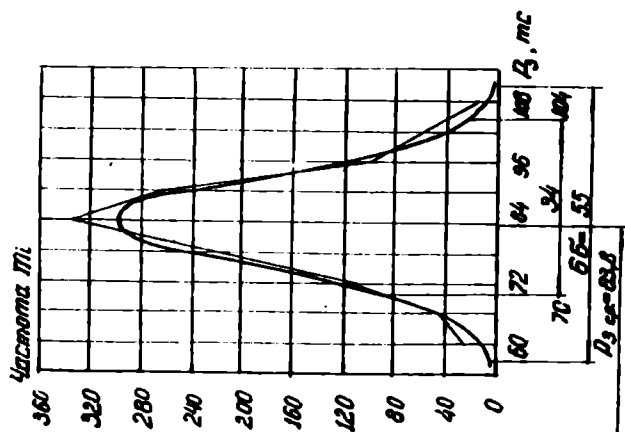


Рис.2. Кривые эмпирического и теоретического распределения конечных усилий запрессовок

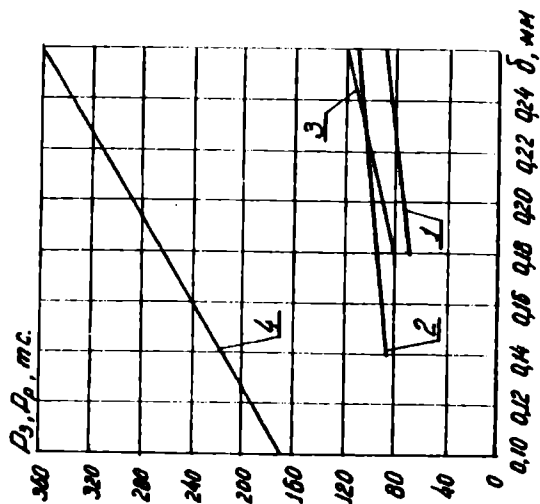


Рис.3. Зависимость прочности соединений от натягов:

- 1 и 2 - усилия запрессовок в соединениях с полыми и сплошными осями;
- 3 и 4 - усилия распрессовок прессовых и тепловых соединений с полыми осями

толщиной 15–20 мкм. Полимеризация пленки обеспечивалась за счет тепла ступицы колеса, нагретой индукционным методом до температуры 220–320°C. Определена зависимость прочности таких колесных пар от натягов (рис.3., прямая 4.). Установлено, что при нормальной температуре, одинаковых натягах и прочих равных условиях прочность колесных пар, сформированных тепловым методом, в 3 раза выше прочности прессовых. Затем установлено снижение прочности при нагреве колесных пар с осями, покрытыми пленкой эластомера. Оказалось, что прочность таких соединений зависит не только от натягов и температуры при распрессовке, но и от технологии их теплового формирования. Чтобы количественно оценить указанные зависимости, в диссертации исследованы температурный режим сопрягаемых поверхностей полых и сплошной осей и степень полимеризации нанесенной на ось пленки эластомера от температуры индукционного нагрева ступиц колес. Экспериментально установлено, что прочность соединений, нагретых перед распрессовкой колесных пар существенно зависит от степени полимеризации пленки эластомера, нанесенной на посадочную поверхность оси. Интенсивность полимеризации пленки неравномерна и сильно возрастает при нагреве в пределах температур 110–120°C. Например, если степень полимеризации пленки эластомера ГЭН-150(В), равная 73%, при температуре 110°C обеспечивается за 2 часа, то при 120°C – в течение 0,5 часа. При посадке ступиц колес, нагретых индукционным методом до температур 220°C, 260°C и 300°C, сопрягаемые поверхности полых осей нагреваются соответственно до температур 110°C, 120°C, 130°C. Сопрягаемая поверхность сплошной оси, имеющей большую массу и лучший теплоотвод, нагревается примерно на 10°C ниже. Указанные температуры на сопрягаемых поверхностях осей сохраняются лишь в течение 17–20 минут, затем в течение

первого часа остывания происходит снижение температур примерно на 40°C .

Для непосредственной оценки влияния технологии теплового формирования на прочность колесных пар исследовано 6 групп соединений с полыми осями, покрытыми пленкой эластомера ГЭН-150(В). Исследуемые соединения разделены на группы по двум признакам: температуре индукционного нагрева ступиц колес до 220°C , 260°C и 300°C и режиму охлаждения колесных пар (на воздухе до полного остывания, охлаждения в воде после выдержки на воздухе в течение 0,5 часа). Как и следовало ожидать, колесные пары со ступицами, нагретыми до 220°C и 260°C , при температуре испытаний $80-90^{\circ}\text{C}$ показали среднюю прочность 60 и 130 тс при охлаждении колесных пар в воде, 120 и 170 тс - при остывании на воздухе. Все соединения со ступицами, нагретыми до 300°C , показали прочность выше 200 тс (1,96 МН) независимо от температуры при распрессовке и от режима их остывания после теплового формирования.

В конце 3-ей главы рассмотрены особенности изготовления установочной партии около 1000 шт. полых осей и формирования колесных пар с полыми осями прессовым и тепловым методами. На основании выполненных исследований даны рекомендации для разработки промышленной технологии производства колесных пар с полыми осями, в том числе: диапазоны натягов 0,20-0,25 мм и 0,15-0,25 мм соответственно для прессового и теплового формирования; размеры полей допусков на изготовление и подбор сопрягаемых элементов из условия их селекционной сборки; режимы полимеризации нанесенной на полую ось пленки эластомера ГЭН-150(В) путем индукционного нагрева ступиц колес до температуры $300-320^{\circ}\text{C}$ или в сушильных камерах в течение 2-х часов с температурой $130-150^{\circ}\text{C}$; меры против смятия торцов и шеек полых осей при прессовом методе

формирования колесных пар, включая модернизацию запрессовочного и распрессовочного прессов.

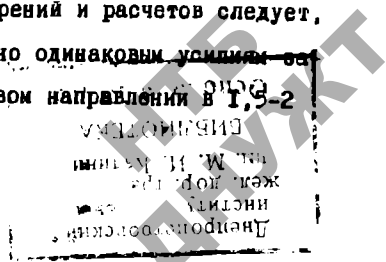
В четвертой главе исследовано напряженное состояние сопрягаемых элементов поллой оси и ступицы колеса от их соединения с натягом и от действующих на колесную пару нагрузок. Для определения напряжений от посадки приняты натяги 0,17 и 0,26 мм, обеспечивающие предельные значения усилий запрессовок. Нагрузки на колесную пару взяты с учетом максимальных значений динамических составляющих и равны 20 тс (196 кН) и 7 тс (68,6 кН) на шейку оси соответственно в вертикальном и боковом направлениях. Измерение напряжений в элементах колесной пары от нагрузок производилось при ее статическом нагружении на специально изготовленном стенде. Деформации и перемещения сопрягаемых элементов измерялись тензометрическим методом и с помощью специальных разработанных автором индикаторных приборов. Критериями для сравнительной оценки напряженного состояния подступичной части поллой оси и ступицы колеса приняты соответствующие напряжения сопрягаемых элементов в колесных парах с осями сплошного сечения. В качестве одного из вариантов выполнен расчет напряжений на посадочной поверхности поллой оси по формулам закона Гука для плоского напряженного состояния:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_x + \mu \epsilon_\theta); \quad \sigma_\theta = \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_\theta + \mu \epsilon_x), \quad (II.)$$

где $\epsilon_x, \epsilon_\theta, \sigma_x, \sigma_\theta$ — относительные деформации и нормальные напряжения в осевом и окружном направлениях;

E, μ — модуль упругости, коэффициент Пуассона.

Из анализа и сравнения результатов измерений и расчетов следует, что при натягах, соответствующих примерно одинаковым усилиям запрессовок, нормальные напряжения в осевом направлении в 1,5-2



раза ниже, а в окружном - в 1,8-2,3 раза выше в колесных парах с полыми осями. От вертикальной и боковой нагрузок нормальные напряжения в осевом направлении также незначительно ниже в соединениях с полыми осями. Окружные напряжения от нагрузок изменяются незначительно и по величине составляют 10-20% от окружных напряжений, вызванных посадкой с натягом. Суммарные напряжения на сопрягаемой поверхности полой оси (от посадки с натягом и от действующих на колесную пару нагрузок) в окружном направлении в 1,5-2 раза выше и в осевом направлении на 8-15% ниже соответствующих напряжений в колесных парах с серийными осями.

Для посадочной поверхности оси, работающей в условиях объемного напряженного состояния, важно оценить напряжения с учетом контактных давлений, определенных с помощью измерительных стержней. Используя закон Гука для объемного напряженного состояния, выразим искомые главные напряжения на посадочной поверхности оси следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_z &= -P_k \\ \sigma_\theta &= \frac{\mu \sigma_z}{1-\mu} + \frac{E(\epsilon_\theta + \mu \epsilon_z)}{1-\mu^2} \\ \sigma_x &= \frac{\mu \sigma_z}{1-\mu} + \frac{E(\epsilon_x + \mu \epsilon_\theta)}{1-\mu^2} \end{aligned} \right\}, \quad (12.)$$

где $\epsilon_\theta, \epsilon_x$ - относительные деформации в окружном и осевом направлениях;

$\sigma_z, \sigma_\theta, \sigma_x$ - нормальные напряжения в радиальном, окружном и осевом направлениях.

Из анализа результатов измерений и расчетов на посадочной поверхности полой оси следует: нормальные напряжения в осевом направлении с учетом контактных давлений от посадки колеса отрицательны по всей длине соединения; от совместного воздействия

посадки с натягом и внешних нагрузок эти напряжения знакопеременны по краям соединений; наибольшие их значения в сечениях у внутренних торцов ступиц колес при максимальных значениях действующих нагрузок могут достигать до 800 кг/см^2 ($78,5 \text{ МПа}$); в середине соединений при натягах $0,20-0,25 \text{ мм}$ эти напряжения всегда отрицательны. Характер распределения окружных напряжений на сопрягаемой поверхности полый оси остается одинаковым для плоского и объемного напряженных состояний. Абсолютные значения окружных напряжений пропорциональны натягам и на $0,42R_k$ выше соответствующих напряжений, определенных по формулам для плоского напряженного состояния. Экспериментальными измерениями напряженного состояния натуральных ступиц колес от посадок с натягами и от внешних нагрузок установлено, что характер распределения напряжений в ступицах и дисках колес остается примерно одинаковым для их соединений с полыми и сплошными осями. Определяющее влияние на уровень напряжений в ступице колеса оказывает его посадка с натягом. Окружные напряжения, которые в $2-2,5$ раза превышают значения нормальных напряжений в осевом и радиальном направлениях, при одинаковых натягах на $15-40\%$ ниже в ступицах, соединенных с полными осями, имеющими меньшую жесткость на боковое сжатие. При натягах, соответствующих одинаковым усилиям запрессовок для колесных пар с полными и сплошными осями, уровень напряжений незначительно ниже у ступиц колес, соединенных с полными осями. Исключение составляют лишь сечения у торцов ступиц, где окружные напряжения на $5-8\%$ выше вследствие большей эластичности концов ступиц, вызванной увеличением диаметра их сопрягаемой поверхности.

Измерение деформаций и перемещений внутренней поверхности полый оси (труднодоступной для наклейки тензометрических датчи-

ков) выполнено с помощью специально разработанного автором индикаторного прибора. Установлено значительное влияние конической формы ступицы колеса и выступающих концов подступичной части полый оси на седлообразный характер перемещений ее внутренней и сопрягаемой поверхностей. Наибольшие радиальные перемещения, равные около 30% натяга, окружные деформации и напряжения на внутренней поверхности оси имеют место в сечениях под диском колеса, где напряжения от действующих на колесную пару нагрузок незначительны.

Анализ результатов экспериментальных измерений радиальных перемещений и относительных деформации сопрягаемых элементов полый оси и ступицы колеса, выполненных тремя различными методами, показал удовлетворительную схожимость результатов. Отклонения значений соответствующих перемещений с учетом радиальных деформаций стенок полый оси и ступицы колеса не превышает 3-15%, что подтверждает удовлетворительную точность измерений и достоверность полученных результатов.

В пятой главе приводятся данные практического использования исследований, произведен расчет себестоимости изготовления и экономической эффективности применения колесных пар с полными осями. Результаты исследований и рекомендации использованы при изготовлении установочной партии свыше 1000 колесных пар с полными осями и для разработки технической документации промышленного производства таких колесных пар.

На основании выполненных исследований и длительных эксплуатационных испытаний сделан вывод, что исследование и внедрение комплекса эффективных конструкторско-технологических мероприятий позволило создать прочные и долговечные колесные пары с полными осями. Принято решение четырех Министерств об изготовлении

10 тыс. полых осей с последующим переходом на массовый выпуск их. На металлургическом заводе им.Ф.Э.Дзержинского завершается строительство второй очереди осепрокатного цеха для массового изготовления заготовок полых осей методом поперечно-винтовой прокатки.

Экономическая эффективность от использования 100 тыс. 4-х осных полувагонов на колесных парах с полыми осями, за вычетом амортизационных отчислений от увеличения затрат на их изготовление, составит 1632 тыс. рублей в год.

Выводы и предложения. На основании выполненных исследований и эксплуатационных испытаний колесных пар с полыми осями можно сделать следующие выводы и предложения.

1. В результате анализа работ советских и зарубежных ученых и технической информации о первых вариантах облегченных колесных пар установлены причины, не позволившие ранее создать надежные и долговечные колесные пары с полыми осями. Основные из них: малая толщина стенок полых осей в зоне посадки колес, где имеет место высокий уровень и концентрация напряжений от посадки с натягом и от внешних нагрузок; относительно большая жесткость ступиц колес по сравнению с жесткостью полых осей на боковое сжатие; не использовался ряд эффективных технологических методов повышения прочности соединений и усталостной прочности оси, в том числе упрочняющая накатка роликами.

2. Разработанный экспериментально-теоретический метод позволяет с помощью радиально вмонтированных в подступичную часть оси измерительных стержней определить характер распределения и величины перемещений и контактных давлений в натурных колесных парах. На стадии опытно-конструкторских работ указанным методом можно выбрать оптимальные геометрические размеры сопрягаемых элементов

и значения натягов из условия заданной прочности соединений при минимальной концентрации напряжений от посадки.

3. В результате экспериментальных исследований и теоретических расчетов оценено напряженное состояние сопрягаемой поверхности поллой оси с учетом контактных давлений от посадки колеса. Установлено, что нормальные напряжения в окружном и осевом направлениях отрицательны по всей длине соединения и на $0,42R_k$ выше соответствующих напряжений, определенных по формулам для плоского напряженного состояния. Под действием внешних нагрузок напряжения в осевом направлении остаются отрицательными лишь по середине соединения, по краям соединения они знакопеременны и при максимальных значениях внешних нагрузок могут достигать $\pm 800 \text{ кгс/см}^2$ ($\pm 78,5 \text{ МПа}$). Окружные напряжения под действием внешних нагрузок незначительно меняют свою величину и всегда отрицательны для верхних и нижних волокон.

4. Сравнительная оценка напряжений сопрягаемых поверхностей поллой и сплошной осей, измеренных на натурных колесных парах, показывает, что окружные напряжения, вызванные посадкой колес и действием на колесную пару вертикальной и боковой нагрузок, в 1,5-2 раза выше в соединении с поллой осью. Нормальные знакопеременные напряжения в осевом направлении, которые оказывают определяющее влияние на усталостную прочность оси, при тех же условиях на 8-15% ниже в соединении с поллой осью. Эквивалентные напряжения от действия на колесную пару нагрузок также ниже в соединениях с полными осями.

5. Экспериментальными исследованиями напряженного состояния натурных ступиц колес от посадок с натягами и от внешних нагрузок установлено, что характер распределения напряжений в ступицах и дисках колес остается примерно одинаковым для их соединений с

полыми и сплошными осями. Определяющее влияние на уровень напряжений в ступице колеса оказывает его посадка с натягом. Окружные напряжения, которые в 2-2,5 раза превышают значения нормальных напряжений в осевом и радиальном направлениях, при одинаковых натягах на 15-40% ниже в ступицах, соединенных с полыми осями, имеющими меньшую жесткость на радиальное сжатие. При натягах, соответствующих одинаковым усилиям запрессовок для колесных пар с полыми и сплошными осями, уровень напряжений незначительно ниже у ступиц, соединенных с полыми осями. Исключение составляют лишь сечения у торцов ступиц, где окружные напряжения на 5-8% выше вследствие большей эластичности концов ступиц, вызванной увеличением диаметра их сопрягаемой поверхности.

6. Экспериментальными исследованиями и эксплуатационными испытаниями установлено, что прочность прессовых соединений полых осей (усиленной конструкции с упрочненными накаткой подступичными частями) с цельнокатаными колесами, сформированных по рекомендованной технологии, удовлетворяет требованиям инструкции ИПС по прочности для серийно изготавливаемых колесных пар. За период 12-ти летней эксплуатации колесных пар с полыми осями не обнаружено ни одного случая ослабления соединения оси с колесом, ни одного случая снижения коэффициента относительной прочности. Среднее значение коэффициента относительной прочности, равное 1,39 для соединений, распрессованных в течение суток с момента формирования, после эксплуатационных пробегов 169 тыс.км и 992-1635 тыс.км соответственно **возрастает** до 1,85 и 2,14.

7. По результатам экспериментальных исследований на натурных колесных парах с полыми осями методами математической статистики установлено, что эмпирическое распределение конечных усилий запрессовок (от комплекса технологических и производственных фак-

НТБ
ДНУЖТ

торов) соответствует закону нормального распределения. В общей мере рассеивания дисперсия от натяга занимает 29%, а натяг имеет доминирующее влияние на распределение конечных усилий запрессовок.

8. Теоретически и экспериментально установлено, что для получения одинаковых усилий запрессовок при формировании колесных пар с полыми осями усиленной конструкции и цельнокатанными колесами значения натягов необходимо увеличивать на 30% по сравнению с натягами, примененными для формирования серийных колесных пар. При натягах 0,20-0,25 мм конечные усилия запрессовок колесных пар с полыми осями получают распределение в пределах 55-III тс (0,55-1,09 МН), которые в 1,6 раза превышают установленные технической документацией пределы 70-104 тс (0,686-1,02 МН).

9. Экспериментально определена зависимость прочности тепловых соединений с полыми осями, покрытыми пленкой эластомера ГЭН-150(В) от степени ее полимеризации и от натягов; изучен температурный режим сопрягаемых поверхностей от посадки нагретых индукционных методом ступиц колес. Установлено, что прочность тепловых соединений при нормальной температуре в 3 раза выше прочности прессовых. При нагреве таких соединений до температуры 60-90°C прочность тепловых посадок несколько снижается, но остается в 1,5-2 раза выше прочности прессовых соединений.

10. Тепловой метод формирования колесных пар с полыми осями позволяет использовать натяги в пределах 0,15-0,25 мм, устранить брак по перепрессовкам, автоматизировать процесс формирования колесных пар путем внедрения взаимозаменяемости сопрягаемых элементов. Для обеспечения высокой прочности колесных пар с полыми осями предлагается полимеризацию нанесенной на ось пленки эластомера ГЭН-150(В) выполнять: посадкой ступиц колес, нагретых

индукционным методом до температуры $300-320^{\circ}\text{C}$, для единичного и мелкосерийного производства; в поточных сушильных камерах с температурой нагрева $130-150^{\circ}\text{C}$ в течение 2 часов для массового производства тепловых колесных пар.

II. На основании выполненных исследований и опытных формирований для прессового метода формирования колесных пар с полыми осями предлагается: применять значения натягов в пределах $0,20-0,25\text{мм}$; предусмотреть в инструкции ИПС диапазон натягов $0,17-0,25\text{мм}$ вместо $0,1-0,25\text{мм}$ для колесных пар с серийными осями; применить селекционную подборку сопрягаемых поверхностей с расширением их полей допусков на изготовление с $0,03$ до $0,08\text{мм}$ и разделением на три группы ($0,03$; $0,02$; $0,03$) для полой оси и колеса.

12. Во избежание смятия торцов и шеек полых осей при запрессовке и распрессовке колесных пар предлагается использование специального приспособления или модернизация запрессовочных и распрессовочных прессов с установкой устройств, позволяющих передавать прессовые усилия на галтели подотупичной и предподступичной частей и торца оси одновременно.

Таким образом, использование и внедрение комплекса эффективных технических мероприятий позволило создать прочные колесные пары с полыми осями. Такие колесные пары в процессе 12-ти летних эксплуатационных испытаний и пробега свыше 1 млн. км показали высокую надежность и долговечность.

Принято решение четырех Министерств об изготовлении 10 тыс. полых осей с последующим переходом на массовый их выпуск. На металлургическом заводе им.Ф.Э.Дзержинского завершается строительство 2-ой очереди осепрокатного цеха для массового изготовления заготовок полых осей методом поперечно-винтовой прокатки.

Экономическая эффективность от использования 100 тыс. 4-х

НТБ
ДНУЖТ

осных вагонов на колесных парах с полыми осями составляет 1632 тыс. рублей в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Андреев Г.Я., Хорхорин А.М., Малицкий И.Ф., Новиков В.В., Остренко Б.С., Ткачук З.Г. Опыт формирования вагонных колесных пар с пустотелыми осями и облегченными колесами. "Технология и организация производства", № 4, Киев, 1967.
2. Мартишев Ч.И., Новиков В.В., Ткачук З.Г., Усова П.А., Френкель В.Я., Хорхорин А.М., Школьник Л.М. Изготовление и заводские испытания установочной партии полых осей вагонов. НИИИИ-ТОРМТЯЖМАШ "Транспортное машиностроение", № 5-68-3, Москва, 1968.
3. Френкель В.Я., Ткачук З.Г. Определение контактных давлений в соединении полой оси со ступицей колеса. Труды ВНИИ вагоностроения, выпуск 15, Москва, 1971.
4. Ткачук З.Г., Малицкий И.Ф., Алехин А.А. Влияние конечного усилия запрессовки на прочность прессовых соединений с полыми осями. Сборник "Технология и организация производства", № 4, Киев, 1973.
5. Андреев Г.Я., Малицкий И.Ф., Ткачук З.Г. Некоторые вопросы исследования прочности тепловых соединений с полыми осями. Научные труды Омского института инженеров железнодорожного транспорта, том 160, Омск, 1974.

З.Г. Ткачук
21.04.78г

НТБ
ДНУЖТ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ ПОЛОЙ ВАГОННОЙ ОСИ
С ЦЕЛЬНОКАТАНЫМИ КОЛЕСАМИ

Бт № 10703. Подписано к печати 5.05.78 г. Формат 60х84 1/16.

Усл.печ.л.1,62. Тираж 130. Заказ № 9190. Бесплатно.

Городская типография № 3 Днепропетровского областного управления
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 320002,
г.Днепропетровск. ул. Фрунзе, 6.