УДК 629.4.027:539.37

Термомеханический анализ напряженно-деформированного состояния многослойных прессовых соединений моторно-осевых подшипников локомотивов

С. В. Кротов

Ростовский государственный университет путей сообщения, Россия, 344038, Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2

Для цитирования: *Кротов С. В.* Термомеханический анализ напряженно-деформированного состояния многослойных прессовых соединений моторно-осевых подшипников локомотивов // Известия Петербургского университета путей сообщения. СПб.: ПГУПС, 2026. Т. 23, вып. 3. С. 635–648. DOI: 10.20295/1815-588X-2026-3-635-648

Аннотация

Цель: установление фундаментальных термомеханических закономерностей эволюции нелинейного напряженно-деформированного состояния многослойных прессовых соединений моторно-осевых подшипников локомотивов в условиях синергетического воздействия начальных монтажных натягов и экстремальных температурных полей для прогнозирования границ их эксплуатационной надежности. **Методы:** в среде конечно-элементного анализа реализована двумерная осесимметричная нелинейная контактная модель сопряжения деталей. Взаимодействие контактных пар на границах стыков исследовано с применением нелинейных формулировок с учетом сил трения скольжения. Моделирование выполнено в рамках многоэтапного термомеханического нагружения, включающего последовательные стадии механической запрессовки элементов при базовой температуре, последующего равномерного теплового воздействия в условиях рабочего режима и возврата к исходному температурному состоянию, а также независимого анализа работы конструкции в условиях экстремального нагрева и глубокого охлаждения. **Результаты:** установлено, что при рабочем нагреве до 90 °C контактное давление снижается на 4,3 % (до 39,9 МПа), активизируя осевое проскальзывание вкладыша до 22,14 мкм. При экстремальном нагреве (+200 °C) эквивалентные напряжения в стальной рубашке достигают пика 245,6 МПа, сохраняя упругий характер деформирования (70 % от предела текучести). При экстремальном охлаждении (–40 °C) интенсивное термическое сжатие бронзы приводит к росту напряжений во вкладыше до 99 МПа, что создает локальную опасность пластического смятия антифрикционного слоя. **Практическая значимость:** полученные количественные закономерности позволяют обосновать оптимальные монтажные натяги и температурные интервалы безопасной эксплуатации подшипниковых узлов локомотивов, исключающие раскрытие стыков и пластическую деградацию элементов, а также могут использоваться при проектировании перспективных узлов локомотивов.

Ключевые слова: моторно-осевой подшипник, прессовое соединение, натяг, контактное давление, эквивалентные напряжения по Мизесу, тепловое расширение, ANSYS

Введение

Согласно утвержденной Правительством РФ Транспортной стратегии до 2030 года (с прогнозом до 2035 года) [1], главными направлениями развития железнодорожной отрасли являются непрерывный рост осевых нагрузок, повышение мощностей тягового подвижного состава и комплексная интенсификация режимов его эксплуатации. В этих условиях обеспечение эксплуатационной

надежности узлов трения колесно-моторных блоков (КМБ) локомотивов выступает ключевой научно-технической задачей для снижения издержек на неплановые ремонты и гарантирования безопасности движения тяжеловесных поездов.

Одним из наиболее нагруженных элементов КМБ тепловозов массовых серий является моторно-осевой подшипник (МОП) скольжения. Традиционная конструкция данного узла представляет собой сложную многослойную систему, состоящую из сплошной стальной оси колесной пары, на которую последовательно с гарантированным прессовым натягом монтируются стальная вкладыш-основа, антифрикционный слой из оловянистой бронзы (БрОЦС5–5–5) и жесткий стальной остов тягового электродвигателя. В процессе передачи силы тяги данное сопряжение подвергается экстремальным радиальным и динамическим воздействиям. Несмотря на высокую точность технологических процессов сборки, до 15–18 % зафиксированных отказов КМБ в эксплуатации связаны с конструктивными нарушениями работоспособности МОП, выражающимися в усталостном отслоении бронзового слоя, релаксации контактных давлений и, как следствие, аварийном провороте вкладышей в корпусе остова [2, 3].

Классические методы расчета таких узлов базируются на аналитических решениях теории упругости для изотропных цилиндров (задача Ламе), предложенных в трудах С. П. Тимошенко [4] и развитых применительно к машиностроению в работах Е. С. Гречищева [5]. Однако данные методы рассматривают прессовые посадки исключительно при нормальной температуре сборки $T = 22$ °C и не учитывают дилатансионные эффекты, возникающие при реальной эксплуатации.

Расчетные методы оценки несущей способности, зон частичного раскрытия и топографии фреттинг-повреждаемости прессовых посадок ж/д подвижного состава рассмотрены в [7–9]. На базе методов факторного и дискриминантного анализа детально описана топография износа сопряжений колесных пар. Вопросами повышения эксплуатационной надежности ж/д прессовых узлов, подшипниковых опор и КМБ также активно занимаются научные школы Санкт-Петербурга [10, 11] и Екатеринбурга [12].

Однако термомеханическое поведение многослойных прессовых посадок в условиях температурных градиентов требует дальнейшего детального изучения. В процессе работы подшипника за счет трения в зоне контакта происходит интенсивное тепловыделение, приводящее к локальному нагреву узла до температур дилатансионные эффекты [12, 13], возникающие при реальной эксплуатации 85–110 °C. Поскольку коэффициент линейного теплового расширения (КЛТР) оловянистой бронзы $\alpha = 18 \cdot 10^{-6}\ K^{-1}$ значительно превышает КЛТР конструкционных сталей вала и корпуса $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}\ K^{-1}$, зажатый между стальными слоями бронзовый элемент оказывается в условиях стесненного температурного расширения (эффект термического зажатия). Зарубежные исследователи в последние годы активно развивают методы оценки подобных температурных деформаций в составных цилиндрических парах методами конечных элементов [14–16].

Целью настоящего исследования является количественная оценка термомеханического состояния многослойного прессового соединения МОП тепловоза в эксплуатационных режимах методом конечных элементов (МКЭ) в программном комплексе Ansys Mechanical.

Материалы и методы моделирования

В данном исследовании была принята осесимметричная расчетная 2D-модель, состоящая из четырех концентрических слоев шириной B = 90 мм со следующими радиальными границами:

• вал (сталь Ос.В): сплошной, радиус — от 0 до 50 мм;

• внутренняя стальная втулка (сталь 40Х): радиус — от 50 до 60 мм;

• антифрикционный вкладыш (бронза БрОЦС5-5-5): радиус — от 60 до 70 мм;

• наружная рубашка остова (сталь 45): радиус — от 70 до 90 мм.

В модель заложены радиальные монтажные натяги (половина диаметральных): стык 1 (вал-втулка) — 0,04 мм; стык 2 (втулка-бронза) — 0,02 мм; стык 3 (бронза-рубашка) — 0,03 мм. Контактные пары настроены как нелинейные с трением (*Frictional*) с коэффициентом трения f = 0,15 и формулировкой *Augmented Lagrange*. Осевая фиксация (по оси *Y*) выполнялась по боковому торцу деталей Y = 0, *Displacement* = 0. Физико-механические свойства материалов заложены в соответствии со справочными данными отраслевых стандартов и руководств [18, 19].

Конечно-элементная сетка модели соединения четырех элементов подшипника аппроксимирована прямоугольными элементами величиной 2 мм, что для данных условий расчета приемлемо.

Расчет реализован в три этапа: на первом шаге (*Time* = 1 с) моделируется запрессовка при базовой температуре 22 °С, на втором шаге (*Time* = 2 с) ко всем телам прикладывается равномерная тепловая нагрузка T = 90 °С. Далее, на третьем шаге, исследовано НДС модели при остывании до 22 °С. Независимо рассмотрены экстремальные режимы: нагрев прессового соединения до 200 °С и охлаждение до –40 °С.

Результаты и обсуждение

Напряженно-деформированное состояние узла после сборки (T = 22 °C)

На первом этапе численного эксперимента исследовалось исходное механическое состояние многослойного соединения при нормальной температуре сборки T = 22 °С, когда формируется исходное поле давлений. Максимальное контактное давление фиксируется на стыке 1 (R = 50 мм) и составляет 81,2 МПа, что

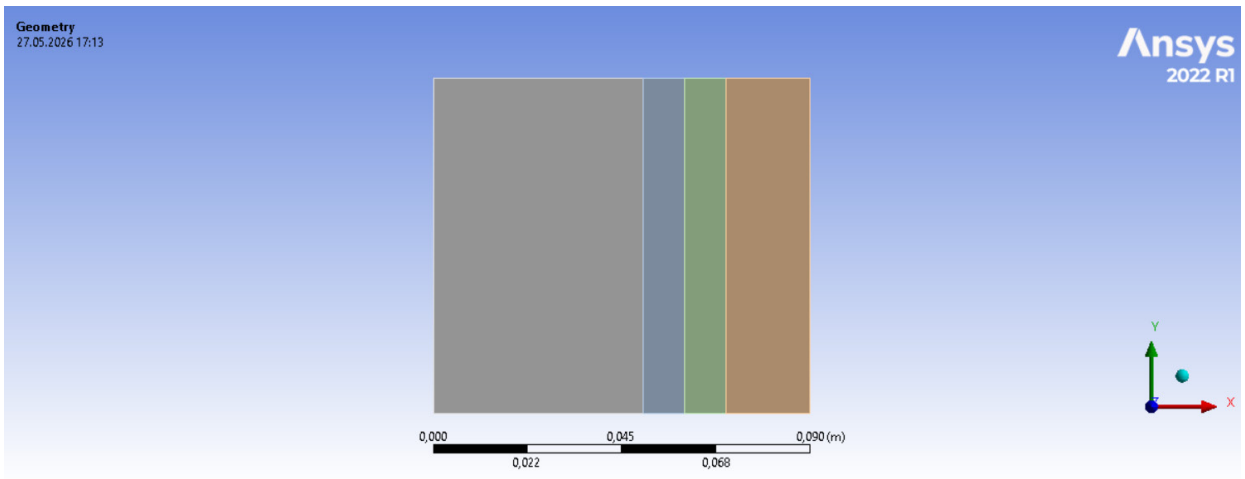


Рис. 1. Модель прессового соединения моторно-осевого подшипника локомотива

обусловлено наибольшим натягом и жесткостью сплошного вала. На стыке 2 давление достигает 54,8–59,2 МПа, а на наименее жестком наружном стыке 3 падает до 41,7 МПа. Эквивалентные напряжения по Мизесу локализуются на внутреннем радиусе стальной рубашки (R = 70 мм), достигая пика 195,8 МПа (55 % от предела текучести стали 45).

Влияние фреттинг-фактора и кинетика микропроскальзывания

Важным диагностическим критерием надежности прессовой посадки является параметр взаимного микропроскальзывания деталей (*Sliding Distance*). На первом шаге расчета зафиксировано, что максимальная величина микросдвигов составляет 9,48 мкм. Характер распределения данного параметра носит ярко выраженный краевой характер: микропроскальзывания локализованы строго на крайних торцевых участках сопряжений, тогда как в центральной части втулок они близки к нулю из-за высокого обжатия. Выявленные зоны пиковой микроподвижности полностью совпадают с реальными очагами развития фреттинг-коррозии, наблюдаемыми при дефектоскопии подшипников в условиях депо.

Верификация конечно-элементной модели

Для подтверждения достоверности разработанной КЭ-модели проведено сопоставление полученных численных значений контактных давлений на границах раздела сред с аналитическим решением многослойной задачи Ламе [6].

Математическое обоснование расчетов с целью верификации результатов

Взаимосвязь между натягом и контактным давлением в цилиндрическом соединении на основе задач Ламе выражается через коэффициент податливости соединения K (или матрицу податливости, если деталей несколько) соотношением $K \cdot P = d$, где d — расчетный натяг, а P — контактное давление [5, 6].

Диаметральная податливость контакта i от давления на радиусе R определяется выражением [5, 6]:

$$K = \frac{2R}{E}(\pm\mu).$$

Выполним демонстрационный расчет для первой детали (размерности линейные — м, давления и модули упругости — МПа).

Подставив геометрические параметры и константы упругости в формулы толстостенных цилиндров, получаем точные значения коэффициентов для матрицы податливости Ламе.

Рассчитаем коэффициенты для стыка 1 (R_1 = 50 мм).

На этом стыке взаимодействуют: сплошной стальной вал, который сжимается давлением P_1, и первая стальная втулка, которая растягивается давлением P_1 изнутри и сжимается давлением P_2 снаружи.

Определим податливость сплошного вала K_{11}:

$$K_{11} = \frac{2R}{E_{ст}}(1-\mu) = \frac{2 \cdot 0{,}05}{2 \cdot 10^5}(1-0{,}3) = 0{,}35 \cdot 10^{-6}\frac{\text{м}}{\text{МПа}}.$$

Втулка 1 находится в границах от R_1 = 50 мм до R_2 = 60 мм. Тогда податливость втулки 1 от внутреннего давления K_{12}:

$$K_{13} = \frac{2R_1}{E_{ст}}\left(\frac{2R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + \mu_{ст}\right) =$$

$$= \frac{2 \cdot 0{,}05}{2 \cdot 10^5}\left(\frac{2 \cdot 0{,}06^2}{0{,}06^2 - 0{,}05^2} + 0{,}3\right) = 3{,}2727 \cdot 10^{-6}\frac{\text{м}}{\text{МПа}}.$$

Взаимная податливость K_{13} стыка 1 от давления P_2 на стыке 2, то есть давление P_2 на

наружном радиусе втулки 1 R_2, деформирует вторую втулку вовнутрь к радиусу R_1:

$$K_{13} = \frac{2R_1}{E_{ст}}\left(\frac{2R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + \mu_{ст}\right) =$$

$$= \frac{2 \cdot 0{,}05}{2 \cdot 10^5}\left(\frac{2 \cdot 0{,}06^2}{0{,}06^2 - 0{,}05^2} + 0{,}3\right) = 3{,}2727 \cdot 10^{-6}\ \frac{\text{м}}{\text{МПа}}.$$

Остальные коэффициенты подсчитываются аналогично.

Система уравнений совместности деформаций Ламе при помощи коэффициентов податливости K_{ij} для трехконтактной системы связывает радиальные натяги с контактными давлениями P_1, P_2, P_3 следующим образом:

$$\begin{cases} (K_{11} + K_{12}) \cdot P_1 + K_{13} P_2 = \delta_1 \\ -K_{21} \cdot P_1 + (K_{22} + K_{23}) P_2 - K_{24} P_3 = \delta_2 \\ -K_{32} \cdot P_2 + (K_{33} + K_{34}) \cdot P_3 = \delta_3 \end{cases}.$$

$$\begin{pmatrix} 1{,}636 \cdot 10^{-12} & -1{,}636 \cdot 10^{-12} & 0 \\ -1{,}364 \cdot 10^{-12} & 5{,}168 \cdot 10^{-12} & -3{,}933 \cdot 10^{-12} \\ 0 & -3{,}371 \cdot 10^{-12} & 5{,}636 \cdot 10^{-12} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 4 \cdot 10^{-5} \\ 2 \cdot 10^{-5} \\ 3 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix}.$$

Решая полученную систему уравнений, находим теоретические контактные давления, представленные в табл. 1.

Минимальное расхождение между теоретическими и численными результатами (не превышающее 3 % в середине втулки) строго доказывает адекватность построенной модели. При этом МКЭ-расчет позволил выявить краевые эффекты (концентрацию напряжений на торцах), которые принципиально не учитываются аналитическими формулами [13, 16].

Эпюры контактных давлений, скольжения, эквивалентных напряжений и деформаций при $T = 22$ °C показаны на рис. 2–5.

ТАБЛИЦА 1. Сравнительный анализ контактных давлений при монтаже $T = 22$ °C

Граница сопряжения слоев	Радиус стыка, мм	Аналитическое решение (Ламе), МПа	Численное моделирование (МКЭ), МПа	Относительная погрешность, %
Стык 1: вал — стальная втулка	50	82,65	81,3	1,7
Стык 2: стальная втулка — бронза	60	58,2	59,8	2,7
Стык 3: бронза — рубашка остова	70	42,73	41,9	1,9

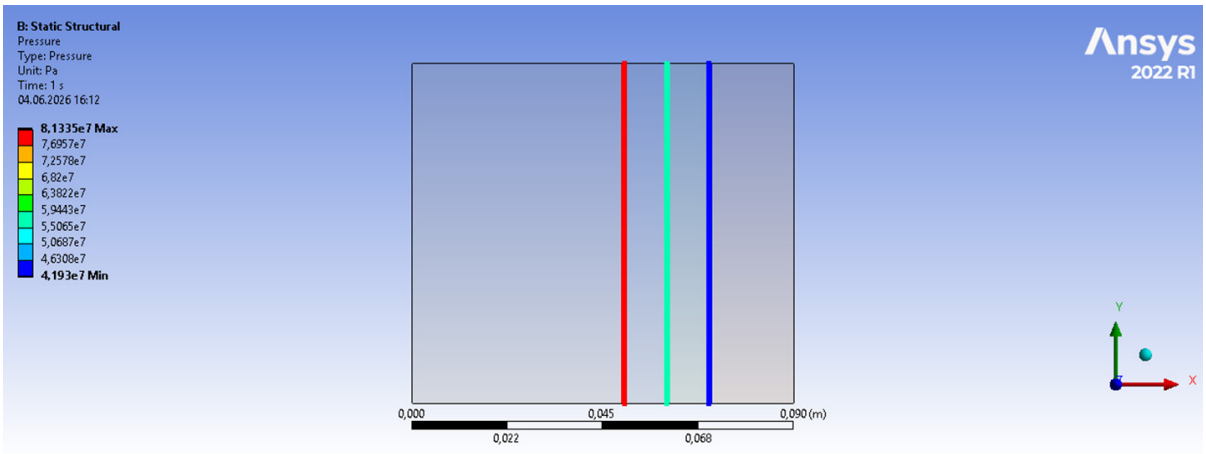


Рис. 2. Эпюры контактного давления на трех границах раздела сред при нормальной температуре сборки $T = 22$ °C

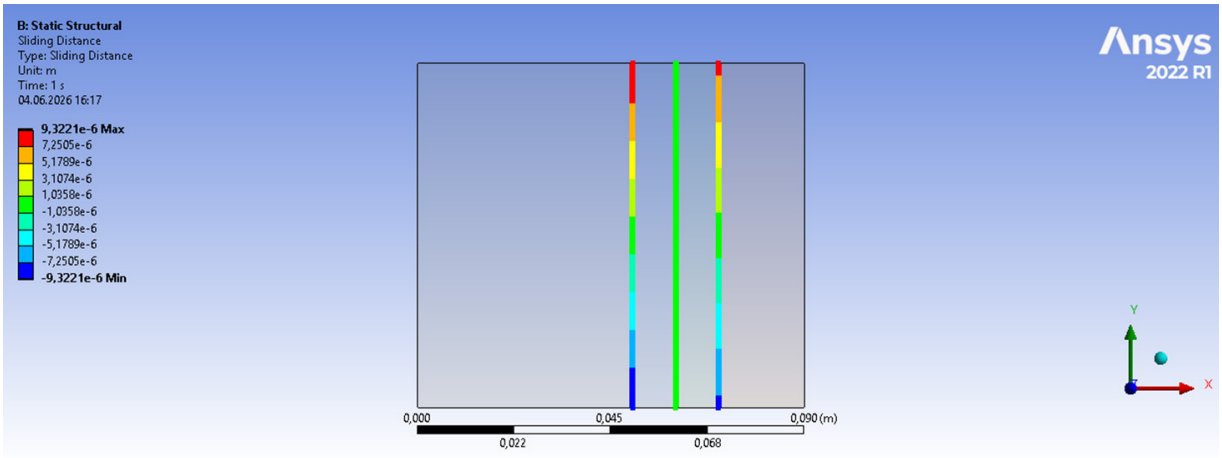


Рис. 3. Распределение величины взаимного микропроскальзывания деталей вдоль контактных линий на шаге сборки $T = 22$ °C

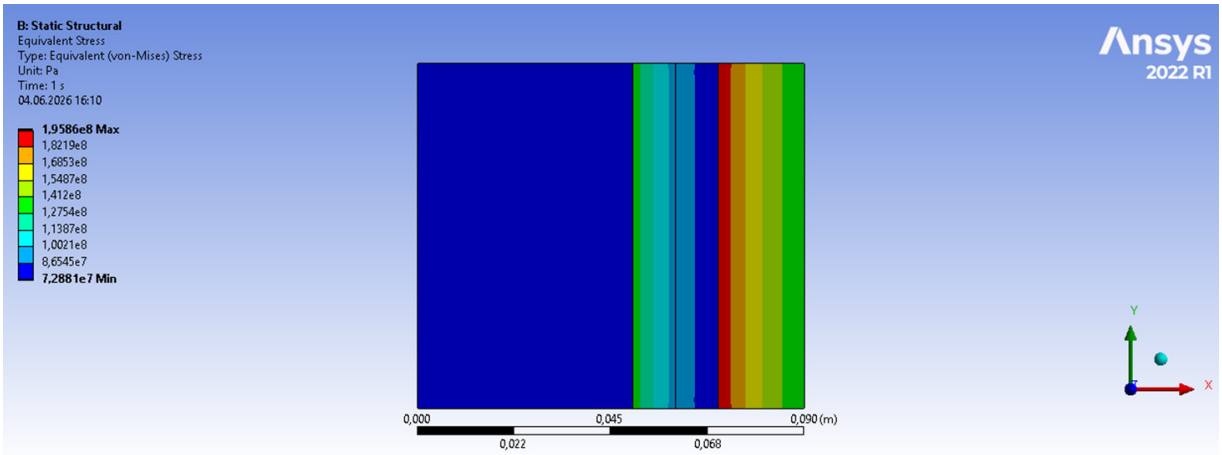


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений по фон Мизесу в элементах многослойного прессового соединения при эксплуатационной температуре $T = 22$ °C

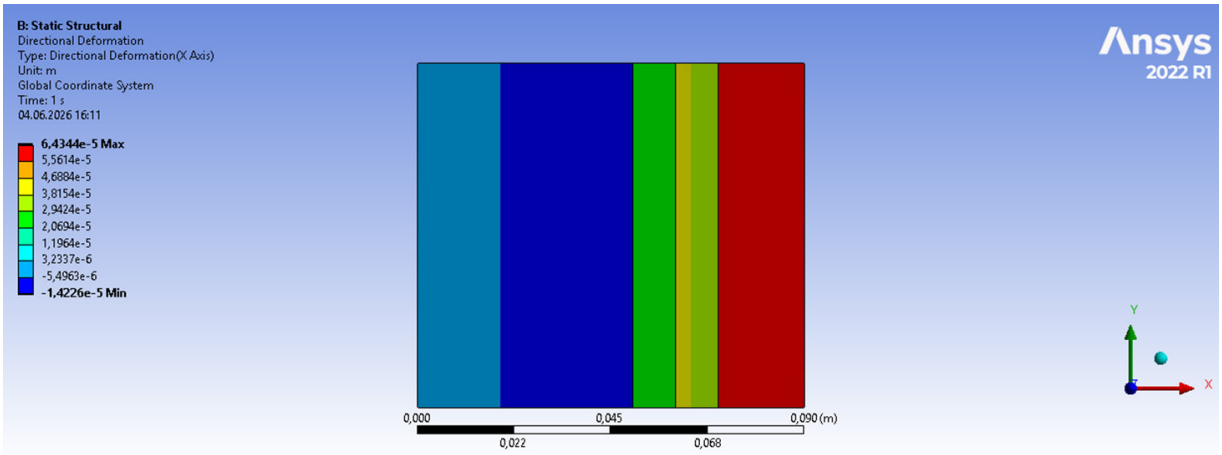


Рис. 5. Поле радиальных перемещений элементов конструкции в условиях теплового воздействия $T = 22$ °C

Термомеханический анализ при эксплуатационном нагреве (T = 90 °C)

На втором шаге моделирования в систему было введено температурное $T = 90$ °C, соответствующее предельному нагреву МОП при длительной работе локомотива. Из-за значительного различия КЛТР оловянистой бронзы и конструкционных сталей в структуре развился нелинейный эффект стесненного термического зажатия. Замкнутый между стальным валом и наружным жестким стальным корпусом бронзовый слой начал интенсивно расширяться.

Эпюры контактных давлений, скольжения, эквивалентных напряжений и деформаций при $T = 90$ °C показаны на рис. 6–9.

При рабочем нагреве до 90 °C (*Time* = 2 с) за счет опережающего теплового расширения бронзового вкладыша $\alpha_{бронза} > \alpha_{сталь}$ происходит общая радиальная разгрузка стыков. Напряжения на стыке 1 меняются слабо (80,1 МПа) из-за однородности материалов вала и втулки. Контактное давление на стыке 3 снижается до 39,9 МПа. Ослабление удерживающей силы трения приводит к росту осевого проскальзывания на границе бронзы и рубашки до 22,14 мкм. Пик напряжений в рубашке возрастает до 215,8 МПа.

Однако следует отметить, что, если задача решается в упругой постановке, значения напряжений будут значительно выше. Были проведены тестовые расчеты, при этом эквивалентные напряжения достигли 3082 МПа. Очевидно, это приводит к неверным выводам. В данном случае следует остерегаться такой постановки задачи — необходимо учитывать пластические составляющие материалов, входящих в модель соединения.

При подаче тепловой нагрузки характер деформации узла изменился (рис. 9). Радиальные перемещения наружного диаметра корпуса остаются фактически без изменений ≈ 64 мкм. Расширяющаяся бронза интенсивно выталкивает стальную рубашку остова наружу. Величина взаимных микропроскальзываний (*Sliding Distance*) на свободных торцах втулок увеличилась вдвое — с 9,48 до 14,2 мкм.

Верификация расчетов при T = 90 °C

Вследствие стесненного температурного расширения бронзы вектор натягов *d* пересчитывается:

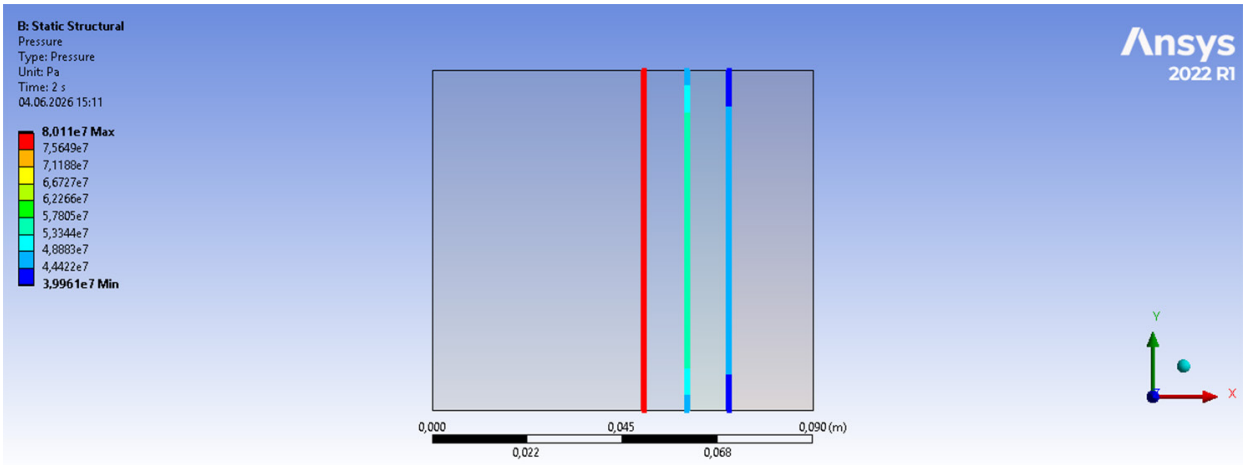


Рис. 6. Эпюры контактного давления на трех границах раздела сред при температуре нагрузки $T = 90$ °C

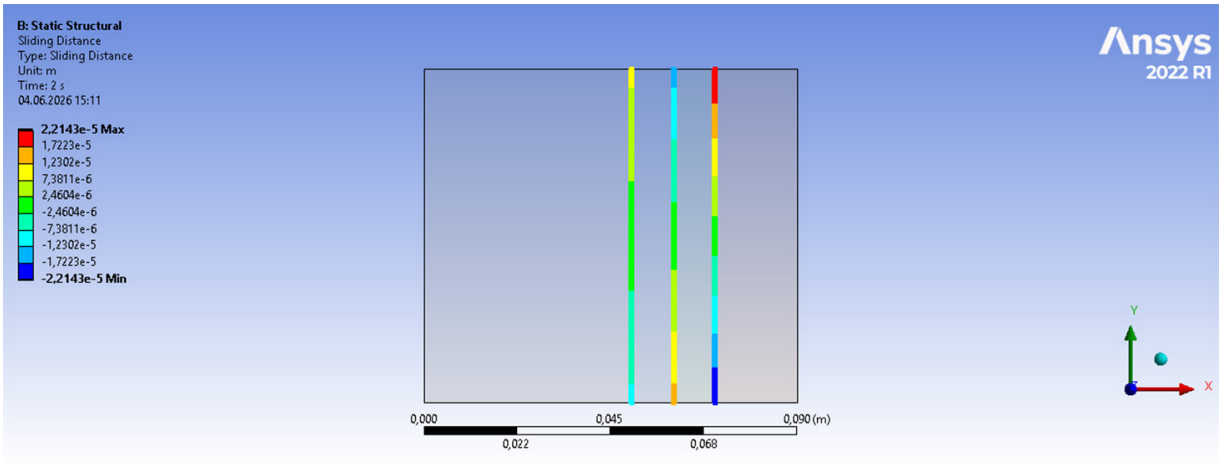


Рис. 7. Распределение величины взаимного микропроскальзывания деталей вдоль контактных линий на шаге нагрузки $T = 90$ °C

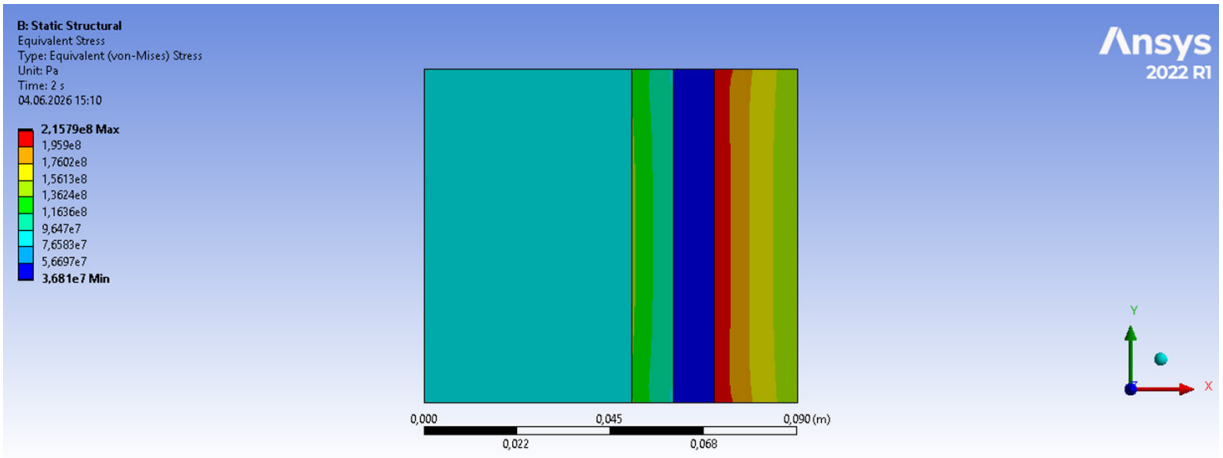


Рис. 8. Распределение эквивалентных напряжений по фон Мизесу в элементах многослойного прессового соединения при эксплуатационном нагреве до $T = 90$ °C

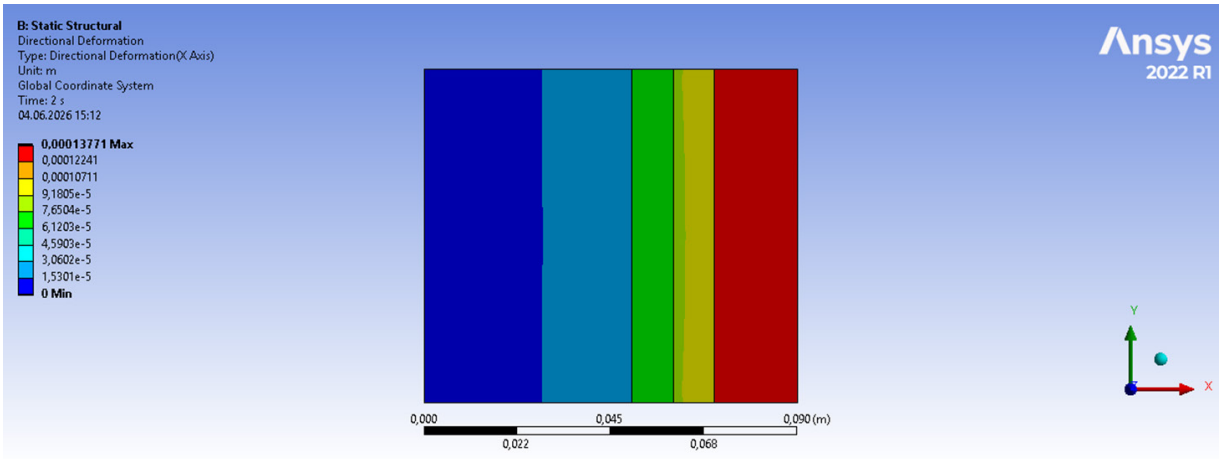


Рис. 9. Поле радиальных перемещений элементов конструкции в условиях теплового воздействия $T = 90$ °C

$$\begin{pmatrix} 1{,}636\cdot10^{-12} & -1{,}636\cdot10^{-12} & 0 \\ -1{,}364\cdot10^{-12} & 5{,}168\cdot10^{-12} & -3{,}933\cdot10^{-12} \\ 0 & -3{,}371\cdot10^{-12} & 5{,}636\cdot10^{-12} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 4\cdot10^{-5} \\ 4{,}448\cdot10^{-5} \\ 0{,}144\cdot10^{-5} \end{pmatrix}.$$

Здесь изменение натягов при нагреве $T = 90$ °C:

$$\delta_2 = \delta_i + \left(\alpha_{\text{наруж}} - \alpha_{\text{внутр}}\right) \cdot R_i \cdot \Delta T \text{ (м)},$$

где δ — натяг в соответствующем стыке;

α — коэффициент температурного расширения наружной и внутренней детали;

R — радиус соответствующей детали;

Δ — величина увеличения температуры.

Далее получаем:

$$\delta_1 = 4\cdot10^{-5} + (12-12)\cdot10^{-6}\cdot0{,}05\cdot68 = 4\cdot10^{-5}\text{ м},$$

$$\delta_2 = 2\cdot10^{-5} + (18-12)\cdot10^{-6}\cdot0{,}06\cdot68 = 4{,}45\cdot10^{-5}\text{ м},$$

$$\delta_3 = 3\cdot10^{-5} + (12-18)\cdot10^{-6}\cdot0{,}07\cdot68 = 0{,}144\cdot10^{-5}\text{ м}.$$

Новые аналитические и рассчитанные в Ansys значения давлений показаны в табл. 2.

На этапе полного остывания (*Time* = 3 с, T = 22 °C) геометрия и НДС системы практически полностью возвращаются к начальным значениям (разница пиков деформаций и напряжений составляет менее 0,3 %, (σ_{max} = = 196,4 МПа). Это доказывает, что в штатном рабочем цикле конструкция функционирует строго в упругой области. Наличие нелинейного трения вызывает лишь микроскопические остаточные сдвиги на контактных границах.

Анализ критических состояний в экстремальных режимах

С целью определения границ эксплуатационной надежности исследованы критические режимы работы прессового соединения.

Режим экстремального нагрева T = 200 °C: характеризуется интенсивным стесненным расширением внутренних слоев. Максимальное эквивалентное напряжение смещается на внутренний радиус наружной стальной рубашки остова и достигает 245,6 МПа. Данное значение составляет около 70 % от предела текучести стали 45 σ_y = 350 МПа. Таким образом, с позиции прочности стали даже аварийный перегрев до 200 °C не приводит к пластическому разрушению несущих элементов остова.

Режим экстремального охлаждения T = –40 °C представляет наибольшую опасность для антифрикционных элементов. При снижении температуры бронзовый вкладыш сжимается в радиальном направлении быстрее стальной рубашки и внутренней втулки. Происходит существенное падение радиального давления сборки, однако эквивалентные напряжения внутри самого бронзового слоя возрастают до 99 МПа. С учетом того, что предел текучести σ_y литой бронзы БрОЦС5-5-5 находится в диапазоне 90–120 МПа, режим зимнего пуска при температурах ниже –40 °C является критическим: возникает высокий риск локального пластического смятия вкладыша и последующей необратимой потери натяга в соединении.

ТАБЛИЦА 2. Сравнительный анализ контактных давлений при монтаже T = 90 °C

Граница сопряжения слоев	Радиус стыка, мм	Аналитическое решение (Ламе), МПа	Численное моделирование (МКЭ), МПа	Относительная погрешность, %
Стык 1: вал — стальная втулка	50	83,16	80,1	3,7
Стык 2: стальная втулка — бронза	60	60,71	59,5	2
Стык 3: бронза — рубашка остова	70	38,94	39,96	2,6

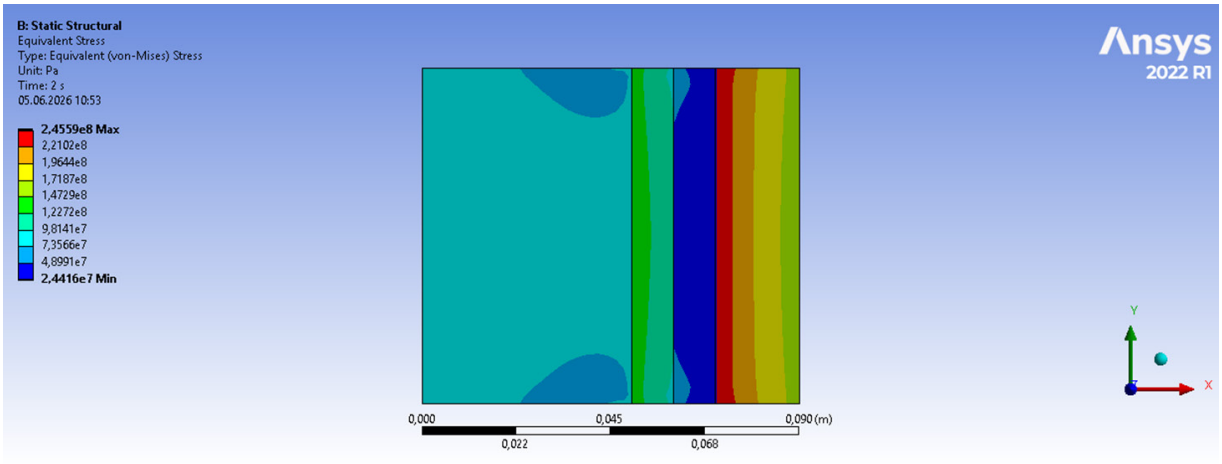


Рис. 10. Поле радиальных перемещений элементов конструкции в условиях аварийного воздействия $T = 200$ °C

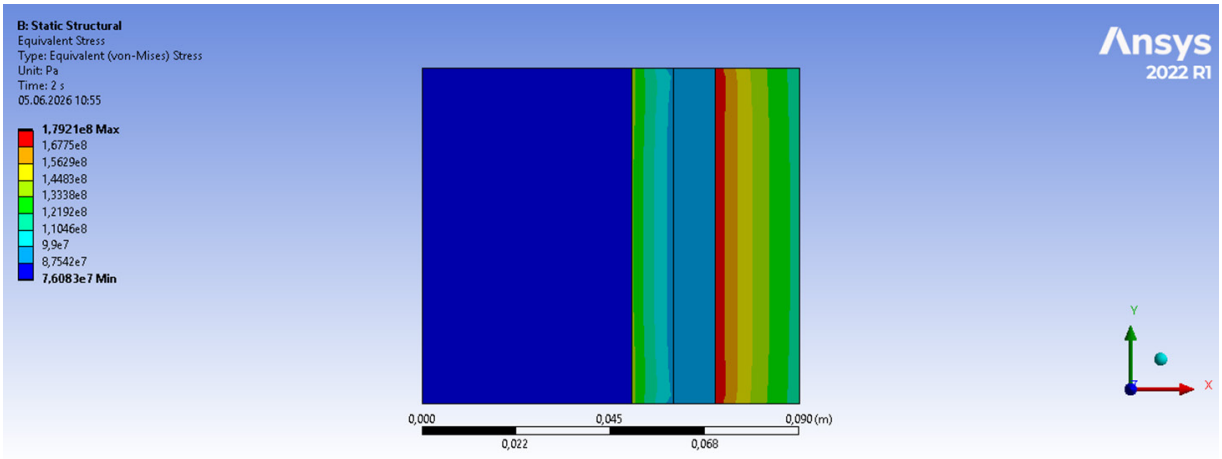


Рис. 11. Поле радиальных перемещений элементов конструкции в условиях воздействия $T = -40$ °C

Заключение

На основе проведенного термоструктурного численного моделирования многослойного прессового соединения моторно-осевого подшипника локомотива в программном комплексе Ansys Mechanical сформулированы следующие основные выводы:

1. Разработанная нелинейная осесимметричная конечно-элементная модель позволяет адекватно оценивать изменение напряженно-деформированного состояния многослойной прессовой посадки МОП локомотива на всех стадиях термомеханического цикла. При нормальной температуре ($T = 22$ °C) контактное давление в центре втулок разошлось с классическим решением многослойной задачи Ламе менее чем на 3 %. Такое совпадение подтверждает точность разработанного численного алгоритма.

2. Стандартный цикл «нагрев до 90 °C — остывание» укладывается в упругую зону. Детали не получают необратимых пластических деформаций, что указывает на стабильность рассматриваемой модели. Эквивалентные

напряжения (216 МПа) и контактные давления остаются ниже пределов текучести металлов. Соответственно, при нагреве сопряженные материалы гарантированно не переходят в область нелинейных деформаций, и это несмотря на сильное радиальное зажатие бронзовых элементов по посадочным поверхностям. Когда узел остывает до исходной температуры, объем деформированной бронзы релаксирует, но сохраняет монтажный натяг. Риск аварийного проворота вкладыша исключен.

3. Если поднять рабочую температуру до 200 °С, эквивалентные напряжения в стальной рубашке остова вырастут до 245,6 МПа. Для стали 45 это дает полуторный запас прочности. Критическое состояние конструкции возникает на противоположном полюсе — при морозе (T = –40 °С). Из-за сильного термического сжатия бронзы напряжения во вкладыше подскакивают до 99 МПа. Возникает прямая угроза потери натяга, так как антифрикционный материал может просто смяться.

Точные объемы пластического течения и кинетику релаксации натягов с учетом физической нелинейности автор планирует рассчитать в следующих работах.

Список источников

1. Транспортная стратегия Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года (утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 27.11.2021 № 3363-р) // Официальный интернет-портал правовой информации. URL: http://pravo.gov.ru

2. Воробьев А. А., Данилов И. В. Повышение надежности моторно-осевых подшипников тягового подвижного состава // Вестник Всероссийского научно-исследовательского и проектно-конструкторского института тепловозов (ВНИТИ). 2012. № 14. С. 45–52.

3. Ильин В. В., Попов С. А. Анализ эксплуатационной повреждаемости КМБ современных магистральных тепловозов // Локомотив. 2021. № 8. С. 14–17.

4. Тимошенко С. П., Гере Д. Механика материалов / пер. с англ. М.: Мир, 1976. 669 с.

5. Гречищев Е. С., Ильяшенко А. А. Соединения с натягом: расчет, проектирование, изготовление. М.: Машиностроение, 1981. 247 с.

6. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.

7. Krotov S. V., Krotov V. P. Application of the Discriminant Analysis at Research of Bearing Ability of the Wheel Pair of the Car // Transport Problems. Katowice (Poland): Silesian University of Technology. 2011. Vol. 6, iss. 1. Pp. 43–49.

8. Кротов С. В., Сладковски А. Факторный анализ расчета несущей способности колесной пары вагона // Транспорт Урала. 2012. № 2 (33). С. 36–40. EDN OXWYVF

9. Кротов С. В., Кононов Д. П. Исследование напряженно-деформированного состояния при контакте цилиндрических поверхностей деталей железнодорожного подвижного состава // Бюллетень результатов научных исследований. 2022. № 1. С. 33–47. DOI: 10.20295/2223-9987-2022-1-33-47. EDN CTWKWK

10. Кудрявцев М. А. Численный анализ и трибомеханика цилиндрических соединений с натягом на ж/д транспорте. СПб.: ПГУПС, 2019. 162 с.

11. Иванов П. С. Оценка концентрации осевых напряжений в элементах подшипников скольжения тяговых двигателей // Труды Петербургского государственного университета путей сообщения. 2023. Т. 20, вып. 2. С. 88–95.

12. Сайтбурханов Ш. Р. Исследование напряженно-деформированного состояния сопряжений КМБ локомотивов в условиях уральских

железных дорог. Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2020. 145 с.

13. Ахмеджанов Р. А., Доронин С. В. Оценка термонапряженного состояния прессовых соединений разнородных материалов методом конечных элементов // Вычислительные технологии. 2018. Т. 23, № 4. С. 12–23. DOI: 10.25743/ICT.2018.23.4

14. Богданов В. М. Развитие конструкций и методов расчета узлов трения колесно-моторных блоков локомотивов. М.: Транспорт, 2005. 188 с.

15. Croccolo D., Agostinis M. De, Fini S. Influence of the Fitting Temperature and Parameters on the Load Capacity of Interference Fits // Metric Mechanics and Design. 2020. Vol. 142. Pp. 105–114.

16. Zhang Y., Liu X. Finite Element Analysis of Multi-Layered Interference Fits Under Thermal-Mechanical Coupling // Journal of Mechanical Science and Technology. 2022. Vol. 36, no. 5. Pp. 2341–2349.

17. Pedersen P. T. On the Design and Optimization of Multi-Layered Shrink Fits with Thermal Constraints // International Journal of Solids and Structures. 2021. Vol. 210. Pp. 45–56.

18. Колесников И. В. Трибология и механика контактного взаимодействия узлов трения подвижного состава. Ростов н/Д.: Изд-во РГУПС, 2021. 210 с.

19. Ansys Mechanical User's Guide. Release 2022 R1. Canonsburg: Ansys, Inc., 2022. 1854 p. URL: ansys.com (accessed: 29.05.2026).

Дата поступления: 03.06.2026
Решение о публикации: 09.07.2026

Информация об авторах:
КРОТОВ Сергей Викторович — кандидат техн. наук, доцент, доцент кафедры «Строительная механика»; svk-19587@yandex.ru

Thermomechanical Analysis of the Stress-Strain State of Multilayer Press Joints of Motor-Axial Bearings of Locomotives

S. V. Krotov

Rostov State University of Railway Transport, 2 Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolcheniya sq., Rostov-on-Don, 344038, Russia

For citation: *Krotov S. V.* Thermomechanical Analysis of the Stress-Strain State of Multilayer Press Joints of Motor-Axial Bearings of Locomotives // Proceedings of Petersburg State Transport University, 2026. Vol. 23, iss. 3. Pp. 635–648. DOI: 10.20295/1815-588X-2026-3-635-648 (In Russian)

Abstract

Objective: the study aims to establish the fundamental thermomechanical patterns of non-linear stress-strain state evolution in multi-layered interference fits of locomotive suspension bearings under the synergetic effect of initial assembly interferences and extreme temperature fields to predict their operational reliability thresholds. **Methods:** a two-dimensional axisymmetric non-linear contact model of the component assembly was implemented using finite element analysis software. The interaction of contact pairs at the interface boundaries was investigated using non-linear formulations that account for sliding friction forces. The simulation was performed within a multi-stage thermomechanical loading framework. This framework included sequential stages of mechanical press-fitting of components at baseline temperature, subsequent uniform thermal exposure under operating conditions, and a return to the initial thermal state, alongside an independent analysis of structural performance under extreme heating and deep cooling. **Results:** it was established that during operational heating up to 90 °C, the contact pressure decreases by 4.3 % (down to 39.9 MPa), which triggers an axial slippage of the bearing

shell up to 22.14 μm. Under extreme heating (+200 °C), the equivalent stresses in the steel jacket peak at 245.6 MPa, while maintaining an elastic deformation behavior (70% of the yield strength). Under extreme cooling (–40 °C), the intensive thermal contraction of the bronze leads to an increase in bearing shell stresses up to 99 MPa, which creates a local risk of plastic collapse within the anti-friction layer. **Practical significance:** the obtained quantitative patterns allow for the substantiation of optimal assembly interferences and temperature ranges for the safe operation of locomotive bearing units, preventing interface separation and plastic degradation of the elements. Furthermore, these results can be utilized in the design of prospective locomotive components.

Keywords: suspension bearing, interference fit, interference, contact pressure, von Mises equivalent stress, thermal expansion, Ansys

References

1. Transportnaya strategiya Rossijskoj Federatsii do 2030 goda s prognozom na period do 2035 goda [Transport Strategy of the Russian Federation until 2030 with a Forecast for the Period until 2035], approved by the Order of the Government of the Russian Federation, dated November 27, 2021, no. 3363-r. Official Internet Portal of Legal Information. URL: http://pravo.gov.ru (accessed: May 29, 2026). (In Russian)

2. Vorobiev A. A., Danilov I. V. Povyshenie nadezhnosti motoro-osevyh podshipnikov tyagovogo podvizhnogo sostava [Improving the Reliability of Motor-Axle Bearings in Traction Rolling Stock], *Vestnik Vserossijskogo nauchno-issledovatelskogo i proektno-konstruktorskogo instituta teplovozov (VNITI) [Bulletin of the All-Russian Research and Design Institute of Locomotives (VNITI)]*, 2012, no. 14, pp. 45–52. (In Russian)

3. Ilyin V. V., Popov S. A. Analiz ekspluatacionnoj povrezhdaemosti KMB sovremennyh magistralnyh teplovozov [Analysis of Operational Damageability of Wheel-Motor Blocks in Modern Mainline Locomotives], *Lokomotiv [Locomotive]*, 2021, no. 8, pp. 14–17. (In Russian)

4. Timoshenko S. P., Gere J. Mekhanika materialov [Mechanics of Materials], translated from English. Moscow, Mir Publishers, 1976, 669 p. (In Russian)

5. Grechishchev E. S., Ilyashenko A. A. Soedineniya s natyagom: raschet, proektirovanie, izgotovlenie [Interference Fits: Calculation, Design, Manufacturing]. Moscow, Mashinostroenie, 1981, 247 p. (In Russian)

6. Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B. Raschet na prochnost detalej mashin: spravochnik [Strength Calculation of Machine Parts: Handbook], 4th ed., revised and expanded. Moscow, Mashinostroenie Publishers, 1993, 640 p. (In Russian)

7. Krotov S. V., Krotov V. P. Application of the Discriminant Analysis at Research of Bearing Ability of the Wheel Pair of the Car, *Transport Problems*, Katowice (Poland), Silesian University of Technology, 2011, vol. 6, iss. 1, pp. 43–49.

8. Krotov S. V., Sladkovski A. Faktornyj analiz rascheta nesushchej sposobnosti kolesnoj pary vagona [Factor Analysis of Calculating the Load-Bearing Capacity of a Railcar Wheelset], *Transport Urala [Transport of the Urals]*, 2012, no. 2 (33), pp. 36–40. EDN OXWYVF (In Russian)

9. Krotov S. V., Kononov D. P. Issledovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya pri kontakte cilindricheskih poverhnostej detalej zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Study of the Stress-Strain State at the Contact of Cylindrical Surfaces of Railway Rolling Stock Components], *Byulleten' rezultatov nauchnyh issledovanij [Bulletin of Scientific Research Results]*, 2022, no. 1, pp. 33–47. DOI: 10.20295/2223-9987-2022-1-33-47. EDN CTWKWK. (In Russian)

10. Kudryavtsev M. A. Chislennyj analiz i tribomekhanika cilindricheskih soedinenij s natyagom na zh/d transporte [Numerical Analysis and Tribomechanics of Cylindrical Interference Fits in Railway Transport]. St. Petersburg: Petersburg State Transport University, 2019, 162 p. (In Russian)

11. Ivanov P. S. Otsenka koncentracii osevyh napryazhenij v elementah podshipnikov skolzheniya tyagovyh dvigatelej [Assessment of Axial Stress Concentration in Sliding Bearing Elements of Traction Motors], *Trudy Peterburgskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshcheniya [Proceedings of the Petersburg State Transport University]*, 2023, vol. 20, iss. 2, pp. 88–95. (In Russian)

12. Sajtburkhanov Sh. R. Issledovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya sopryazhenij KMB lokomotivov v usloviyah ural'skih zheleznyh dorog [Study of the Stress-Strain State of Wheel-Motor Block Joints in Locomotives under Conditions of the Ural Railways], Yekaterinburg, Ural State Transport University, 2020, 145 p. (In Russian)

13. Akhmedzhanov R. A., Doronin S. V. Otsenka termonapryazhennogo sostoyaniya pressovyh soedinenij raznorodnyh materialov metodom konechnyh elementov [Assessment of the Thermal Stress State of Press Fits of Dissimilar Materials Using the Finite Element Method], *Vychislitelnye tekhnologii [Computational Technologies]*, 2018, vol. 23, no. 4, pp. 12–23. DOI: 10.25743/ICT.2018.23.4 (In Russian)

14. Bogdanov V. M. Razvitie konstrukcij i metodov rascheta uzlov treniya kolesno-motornyh blokov lokomotivov [Development of Designs and Calculation Methods for Friction Units in Wheel-Motor Blocks of Locomotives], Moscow, Transport, 2005, 188 p. (In Russian)

15. Croccolo D., Agostinis M. De, Fini S. Influence of the Fitting Temperature and Parameters on the Load Capacity of Interference Fits, *Metric Mechanics and Design*, 2020, vol. 142, pp. 105–114.

16. Zhang Y., Liu X. Finite Element Analysis of Multi-Layered Interference Fits Under Thermal-Mechanical Coupling, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2022, vol. 36, no. 5, pp. 2341–2349.

17. Pedersen P. T. On the Design and Optimization of Multi-Layered Shrink Fits with Thermal Constraints, *International Journal of Solids and Structures*, 2021, vol. 210, pp. 45–56.

18. Kolesnikov I. V. Tribologiya i mekhanika kontaktnogo vzaimodejstviya uzlov treniya podvizhnogo sostava [Tribology and Mechanics of Contact Interaction of Friction Units in Rolling Stock]. Rostov-on-Don: Rostov State Transport University, 2021, 210 p. (In Russian)

19. Ansys Mechanical User's Guide. Release 2022 R1. Canonsburg: Ansys, Inc., 2022, 1854 p. URL: ansys.com (accessed: May 29, 2026).

Дата поступления: June 03, 2026
Решение о публикации: July 09, 2026

Author's information:
Sergey V. KROTOV — PhD in Engineering, Associate Professor; svk-19587@yandex.ru