

Рис. 3. Характер развития магистральных трещин в твердом сплаве биметаллического зубка.

Для этого воспользуемся следующей упрощенной моделью. Будем рассматривать биметаллический зубок как составной стержень, состоящий из твердосплавной и стальной частей. Проанализируем случай прямого удара и предположим, что при ударе кинетическая энергия зубка K полностью переходит в потенциальную энергию деформации твердосплавной и стальной частей (деформации упругие). Тогда получаем [3]:

$$K = \frac{\lambda_1^2 E_1 F}{2h_1} + \frac{\lambda_2^2 E_2 F}{2h_2}, \quad (1)$$

где $\lambda_1, \lambda_2, h_1, h_2, E_1, E_2$ - соответственно перемещения при ударе, высоты и модули упругости твердосплавной и стальных частей биметаллического зубка; F - площадь поперечного сечения биметаллического зубка.

Из условия равенства сил, возникающих в биметаллическом изделии при ударе, получаем [3]:

$$\frac{\lambda_1 E_1}{h_1} = \frac{\lambda_2 E_2}{h_2}. \quad (2)$$

Преобразуя выражения (1) и (2), находим формулу для определения напряжения σ_1 в твердосплавной части биметаллического зубка при ударе

УДК629.463.3

Сенько В.И., Шимановский А.О., Пулято А.В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ КРЕПЛЕНИЙ КОТЛА К РАМЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ЦИСТЕРНЫ

Значительную долю парка грузовых вагонов Белорусской железной дороги составляют вагоны-цистерны. Выполненный ОНИЛ «ТТОРЕПС» Белорусского государственного университета транспорта анализ состояния парка цистерн показал, что значительная их доля достигла нормативного срока службы. При этом объем закупок новых вагонов не позволяет восполнить существующую потребность в наливном подвижном

составе [1]. Дальнейшее сокращение парка вагонов-цистерн может привести к перебоям в работе Белорусских нефтеперерабатывающих заводов. В связи с этим необходимо предпринимать эффективные меры по проведению капитально-восстановительных работ.

Статистические данные обследования цистерн показали, что в ходе эксплуатации одним из наиболее частых видов

Сенько Вениамин Иванович, д.т.н., профессор, ректор Белорусского государственного университета транспорта.

Шимановский Александр Олегович, к.т.н., доцент каф. «Техническая физика и теоретическая механика» Белорусского государственного университета транспорта.

Пулято Артур Владимирович, аспирант каф. «Вагоны и вагонное хозяйство» Белорусского государственного университета транспорта.

Беларусь, БелГУТ, 246653, г. Гомель, ул. Кирова, 34.

$$\sigma_1 = \sqrt{\frac{2KE_1}{h_1 F \left(1 + \frac{E_1 h_2}{E_2 h_1}\right)}}. \quad (3)$$

Аналогично определяем напряжения, возникающие в полностью твердосплавном зубке при ударе

$$\sigma = \sqrt{\frac{2KE_1}{h F}}, \quad (4)$$

где $h = h_1 + h_2$ - высота твердосплавного зубка.

В случае равенства энергии удара K , отношение напряжений в твердосплавной части биметаллического зубка и в твердосплавном зубке при ударе равно

$$\frac{\sigma_1}{\sigma} = \sqrt{\frac{E_2(h_1 + h_2)}{E_2 h_1 + E_1 h_2}}. \quad (5)$$

Расчеты показывают, что напряжения, возникающие при ударе в твердом сплаве биметаллического зубка, в 1,25 – 1,6 раза меньше (в зависимости от высоты твердосплавной части).

Заключение

В результате проведенных исследований установлено, что износостойкость при ударно-усталостном изнашивании твердого сплава, изготовленного одностадийным МТФ в 4,5 раза выше, чем сплава, изготовленного двухстадийным МТФ. Это объясняется структурой и механизмом разрушения твердого сплава.

Наличие стального основания приводит к тому, что напряжения, возникающие при ударе в твердом сплаве биметаллического зубка, меньше, чем в твердосплавном зубке, что должно повышать износостойкость твердого сплава.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Долговечность шарошечных долот/ Н. А. Жидовцев, В. Я. Кершенбаум, Э. С. Гинзбург и др. – М.: Недра, 1992. – 271 с.
2. Монтик С. В. Влияние технологии механотермического формирования на микроструктуру твердого сплава // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2002. – № 4 (16): Машиностроение, автоматизация, ЭВМ.
3. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов: Учебник для вузов. – М.: Наука, 1986. – 512 с.

повреждений являются трещины в области крепления котла к раме. С целью недопущения брака в работе железной дороги, вызванного отказом цистерн, целесообразно проведение мероприятий по усовершенствованию их конструкции. Для решения этой задачи необходим анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции наиболее распространенных на сети железных дорог цистерн. В частности, цель этой работы исследование влияния на прочность деталей креплений изменение их конструктивных параметров, а также степени затяжки стяжных хомутов.

Для прочностных расчетов инженерных конструкций применяется достаточно большое количество различных методов. Основным недостатком аналитических методов является невозможность объективной оценки НДС в зонах сопряжения элементов со сложной геометрической формой. Чтобы обеспечить требуемую точность расчетов, нами применен программный комплекс конечноэлементного анализа ANSYS [2].

Железнодорожная цистерна представляет собой сложную конструкцию, на которую в процессе эксплуатации действуют различные динамические нагрузки. Основными конструктивными элементами вагона-цистерны являются котел и рама. Крепление котла к раме в средней части осуществляется жестко при помощи фасонных лап. По консолям котел свободно опирается на деревянные бруски, расположенные в желобах рамы цистерны. Для недопущения смещения котла относительно рамы по консольным опорам предусмотрены стяжные хомуты.

Объективная оценка НДС областей связи котла с рамой возможна только при рассмотрении модели цистерны как единого целого. Особенности создания конечноэлементных моделей котла и рамы вагона-цистерны представлены в работах [3,4]. Наряду с обычно учитываемыми деталями при моделировании учтены такие особенности конструкции, как консольное опирание котла на деревянные бруски с подкреплением стяжными хомутами.

При моделировании учитывались следующие кинематические и силовые параметры: ограничение вертикального и поперечного смещения в области подпятника; наложение продольного ограничения перемещения по одному из упоров автосцепного устройства; продольная сила, эквивалентная удару в 3,5 МН (при I расчетном режиме нагружения) и в 1 МН (при III расчетном режиме нагружения) ко второму упору автосцепки; распределение давления жидкости на внутреннюю поверхность котла цистерны; вес вагона; силы инерции,

действующие на вагон и груз.

Результаты работы [5] показали, что достаточная для практических целей точность расчетов может быть достигнута при применении модели, предполагающей, что свободная поверхность жидкости является плоскостью. Это позволило получить выражение давления жидкости в точке котла с координатами x, y, z [6]:

$$p = p_{н.п.} + \rho \cdot [a^t \cdot (x_0 - x) + a^n \cdot (y_0 - y) + g \cdot (z_0 - z)],$$

где $p_{н.п.}$ – давление насыщенных паров,

$$p_{н.п.} = 0,15 \text{ МПа};$$

$$\rho - \text{плотность перевозимого груза, } \rho = 800 \text{ кг/м}^3;$$

a^t, a^n, g – касательное и нормальное ускорения движения вагона и ускорение свободного падения соответственно;

x_0, y_0, z_0 – координаты «контрольной точки», находящейся в плоскости свободной поверхности жидкости и определяющей уровень заполнения котла цистерны.

Выполненные ранее исследования НДС проводились с предположением о работе всех узлов конструкции согласно штатным режимам эксплуатации. При этом в процессе создания модели предполагалось, что затяжка хомутов обеспечивает постоянный контакт консольной части с деревянными брусками [7]. В то же время на практике наблюдается недостаточная надежность опирания котла на деревянные бруски. Вследствие изменения влажности дерева, усадки при естественном старении происходит ослабление натяжения стяжных хомутов. Также оно может быть вызвано разницей вертикальных частот подпрыгивания и галопирования [8]. Кроме того, вследствие ряда внешних воздействий возможно снижение сил трения в области консольной опоры. Учет описанных особенностей приводит к эксплуатации вагона-цистерны с отклонением от штатного режима и вызывает существенный рост напряжений деталей крепления котла к раме. Так при состоянии, предшествующем отрыву от опорных брусков значения напряжений в зоне крепления фасонной лапы к хребтовой балке увеличиваются в 1,5 – 2 раза. При анализе НДС по двум расчетным режимам нагружения самым неблагоприятным оказался I режим. На рисунке 1 представлены графики, иллюстрирующие изменение напряжений в креплениях котла к раме при отсутствии сил трения на консольных опорах.

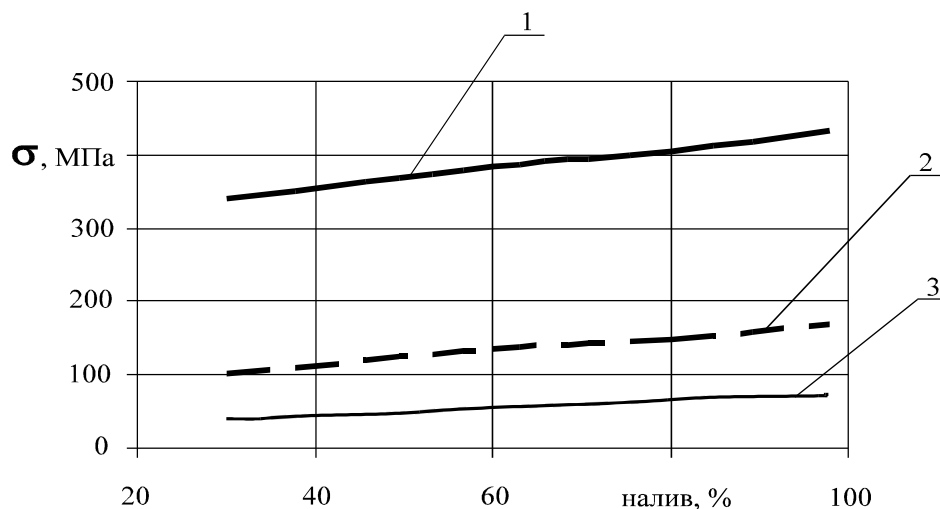


Рис. 1. Зависимости изменения напряжений от уровня налива при отсутствии трения на консольных опорах. (1 – зона соединения фасонной лапы с хребтовой балкой; 2 – зона соединения фасонной лапы с оболочкой котла; 3 – область консольного опирания).

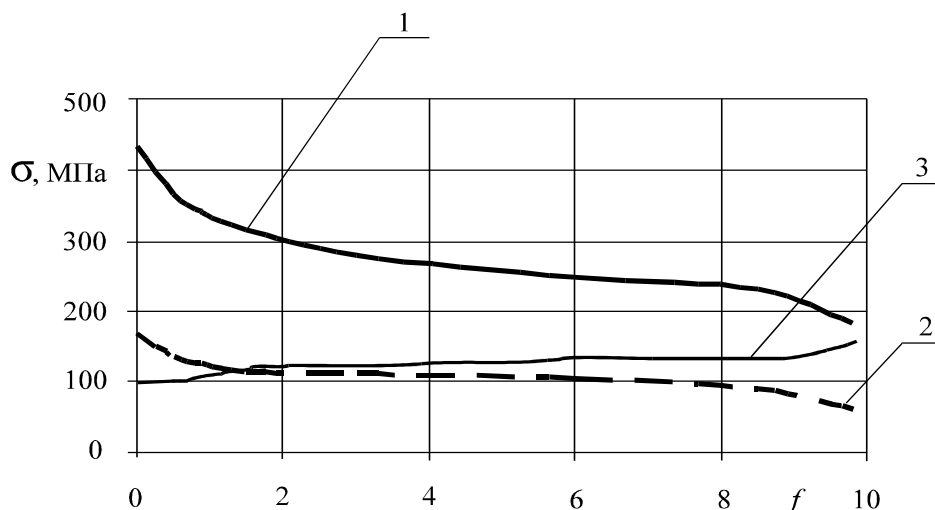


Рис. 2. Зависимости напряжений в местах крепления котла к раме от приведенного коэффициента трения. (1 – зона соединения фасонной лапы с хребтовой балкой; 2 – зона соединения фасонной лапы с оболочкой котла; 3 – область консольного опирания).

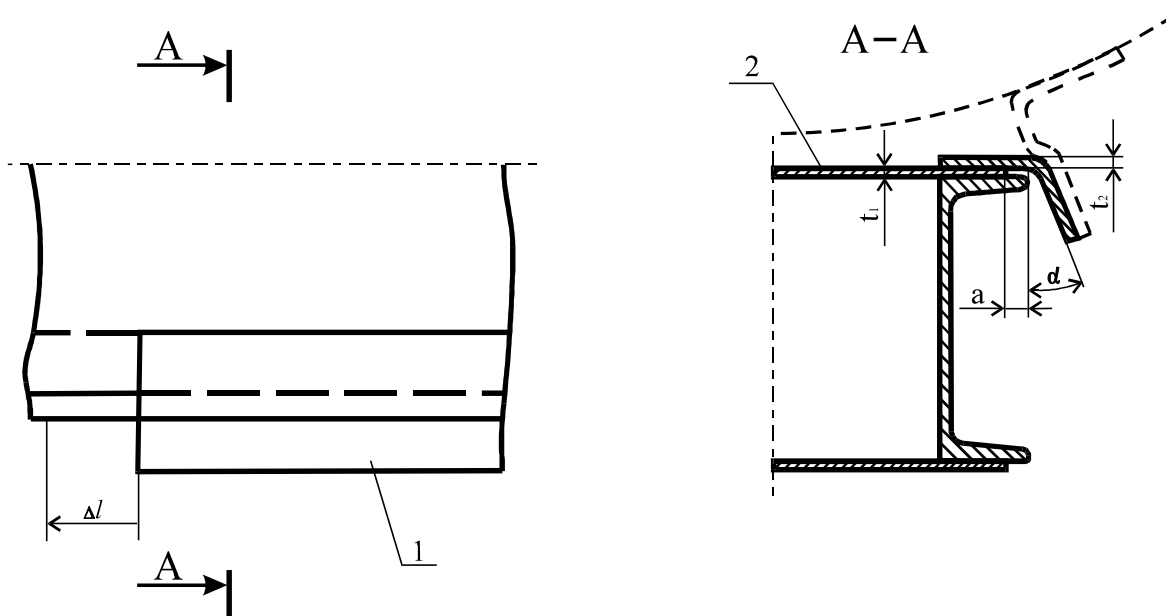


Рис. 3. Среднее крепление котла к раме. (1 – фасонная лапа; 2 – верхняя накладка хребтовой балки).

Представленные исследования показывают, что выполнять оценку НДС конструкции цистерны при моделировании «жесткой» консольной опоры нельзя, поскольку реально эксплуатационные напряжения будут находиться в диапазоне коэффициента трения от 0 до 2. С использованием представленных на рисунке 2 графиков, возможно регулирование затяжки стяжных хомутов до предела, при котором напряжения в областях крепления котла к раме будут находиться на безопасном уровне.

Помимо регулировки натяжения стяжных хомутов, в области крепления фасонных лап также возможно внесение незначительных изменений в конструкцию цистерны. На рисунке 3 представлена конструкция узла среднего крепления котла к раме с обозначением параметров, изменение которых, возможно, приведет к снижению напряжений в рассматриваемых областях.

Варьирование параметрами t_1 , t_2 , α и Δl будем осуществлять в следующих пределах:

$$7 \text{ мм} \leq t_1 \leq 12 \text{ мм},$$

$$10 \text{ мм} \leq t_2 \leq 15 \text{ мм};$$

$$0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ;$$

$$0 \leq \Delta l \leq 150 \text{ мм}.$$

С целью экономии времени при проведении многовариантных расчетов был применен метод подмоделей, основанный на принципе Сен-Венана и позволяющий проводить оценку НДС рассматриваемой области, не рассчитывая модель заново.

Результаты расчета показали, что при изменении параметров t_1 , t_2 , α напряжения не уменьшаются до допустимой величины, так при изменении размера t_1 напряжения снижаются на 4,5 %; при изменении t_2 – на 7 %; при изменении α – на 8 – 10 %. При установке накладки шириной $a = 25$ мм

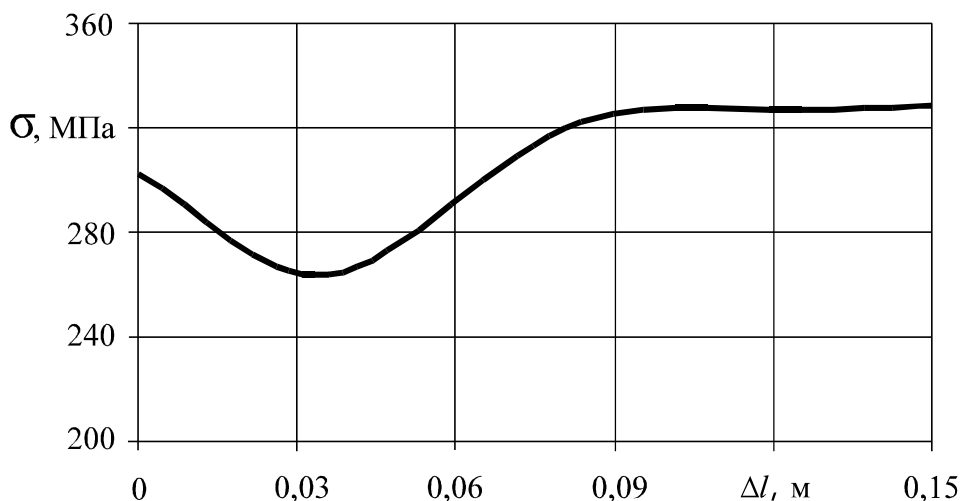


Рис. 4. Изменение напряжений в области крепления фасонной лапы к хребтовой балке с увеличением размера Δl .

по длине фасонной лапы обнаружено снижение напряжений в зоне соединения фасонной лапы и хребтовой балки на 30 %. Интерес представляет зависимость максимальных эквивалентных напряжений в этой зоне по мере увеличения длины накладки на Δl (рисунок 4). Так при $\Delta l = 30 - 40$ мм, получены наименьшие значения напряжений в рассматриваемой области и тем самым обеспечивается их снижение на 40 %.

Увеличение напряжений с дальнейшим ростом величины Δl можно объяснить повышением жесткости узла, что отражается на его прочностных характеристиках.

Таким образом, анализ проведенных исследований показал, что путем подбора конкретных значений величины Δl можно достигнуть снижения напряжений в местах крепления фасонной лапы к хребтовой балке на 40 %. Кроме того, повышение продольной жесткости соединения области консольного опирания котла на деревянные бруски, также позволяет существенно снизить напряженное состояние среднего крепления котла к раме.

Реализация полученных результатов на практике позволит повысить вероятность безотказной работы наливного подвижного состава.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сенько В.И., Пастухов И.Ф., Чернин И.Л., Бычек И.С. К вопросу восстановления нефтеналивных цистерн на Белорусской железной дороге // II научно-техническая конференция «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – Санкт-Петербург, 2001. – С. 126-128.
2. Moaveni S. Finite element analysis. Theory and application with ANSYS. – New Jersey: Prentiss Hall Inc. – 1999. – 527 с.

3. Путьято А. В. Конечно-элементное моделирование котла железнодорожной цистерны с использованием программного комплекса ANSYS // Республиканский межведомственный сборник научных трудов «Машиностроение». Вып. 18. Под ред. И.П. Филонова. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – с. 491 – 495.
4. Путьято А. В. Особенности конечноэлементного моделирования рамы железнодорожной цистерны // Республиканский межведомственный сборник научных трудов «Машиностроение». Вып. 19. Под ред. И. П. Филонова. – Мн.: УП «Технопринт», 2003. – с. 712 – 716.
5. Шимановский А. О. Математическая модель и расчет динамики цистерн, частично заполненных жидкостью // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. – Мн.: «Технопринт», 2001. – с. 506 – 510.
6. Сенько В. И., Шимановский А. О., Путьято А. В. Расчетная схема приложения силовых факторов к конструкции цистерны при ее движении в кривой // Труды научно-практической конференции «Безопасность движения поездов». – М.: МИИТ, 2003. – с. IV-79 – IV-80.
7. Путьято А. В. Компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния железнодорожной цистерны при движении по кривой // Известия Белорусской инженерной академии, 2003. – №1(15)/1. – С. 170 – 173.
8. Казимиров А. С. Изменение напряжений в нижнем листе котла вагона-цистерны при ослаблении тарельчатых пружин хомутов // II научно-техническая конференция «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – Санкт-Петербург, 2001. – С. 29-30.

УДК 62-229.316.6

Щербаков С.А.

РАСЧЕТЫ ПРИ УСТАНОВКЕ ЗАГОТОВОК НА РОМБИЧЕСКИЕ ПАЛЬЦЫ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Введение. Установка заготовок по плоскости и точным отверстиям предполагает использование ромбических пальцев, которые позволяют в некоторых пределах компенсировать отклонения расположения отверстий и обеспечить уста-

новку - снятие заготовок. В учебной и справочной литературе [1...6] упоминаются следующие схемы установки, использующие ромбические установочные пальцы: установка на плоскость и отверстие параллельное установочной плоскости,

Щербаков Сергей Александрович, к.э.н, доцент каф. «Технология машиностроения» Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого.

Беларусь, ГГТУ им. П.О. Сухого, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.