

личеством запасных частей, которые необходимо устанавливать при ремонте, и является следствием упущения в работе со стороны работников вагонного депо, которые вовремя не учли при закупке требуемое количество запасных деталей с учетом объемов ремонта.

Такая ситуация не может гарантировать безотказную работу автотормозного оборудования в межремонтный период и безопасность движения в целом. В результате указанных нарушений со стороны исполнителей и отсутствия контроля со стороны руководящего состава приводят к задержкам грузовых и пассажирских поездов, отправок вагонов в составах грузовых поездов на сошедшие ПТО с выключенными тормозами.

Таким образом, для повышения безопасности движения поездов в вагонном хозяйстве необходимо продолжить работы по следующим направлениям:

- обеспечению безопасности движения поездов и охраны труда работников;
- повышению ответственности и требовательности командно-инструкторского состава вагонных депо за соблюдением безопасности движения поездов и проведению качественного ремонта вагонов;
- оснащению вагонных депо современными диагностическими системами контроля узлов и деталей железнодорожного подвижного состава;
- снижению количества возврата технически неисправных вагонов с других железнодорожных администраций;
- недопущению приема на Белорусскую железную дорогу и следования в поездах технически неисправных вагонов.

УДК 539.3.629.4

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПОГЛОЩАЮЩЕГО АППАРАТА ПМКП-110

*А. Анд. ОЛЬШЕВСКИЙ, А. Ал. ОЛЬШЕВСКИЙ, С. В. ИНШАКОВА, А. А. СКРОБОВА  
Брянский государственный технический университет, Российская Федерация*

Моделирование маневровых соударений является одним из важнейших этапов оценки эффективности поглощающих аппаратов, прочности элементов кузова и крепления груза. При компьютерном моделировании соударений используются расчетные схемы с разной степенью детализации (двухмассовые, многомассовые, модели МКЭ), однако важнейшим ее элементом остается модель амортизирующих устройств – поглощающих аппаратов. Конструкция одного из наиболее распространенных современных аппаратов ПМКП-110 приведена на рисунке 1, а.

Математическая модель такого аппарата, построенная из рассмотрения фрикционной системы аппарата как набора абсолютно жестких тел общеизвестна. Недостатком ее является существенная зависимость силы от знака скорости, что делает ее разрывной (рисунок 1, б). При наличии значительных масс (как в двухмассовой модели вагона) скачки сил естественным путем гасятся за счет сил инерции большой массы, однако в паре с конечно-элементными моделями вагонов решение динамической задачи приводит к возникновению автоколебаний.

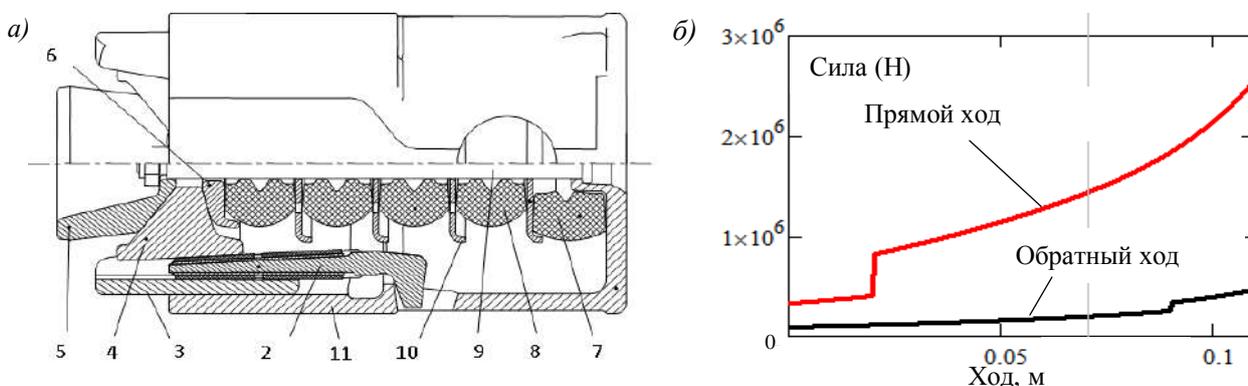


Рисунок 1 – Поглощающий аппарат ПМКП-110 и его силовая характеристика

Ранее было предпринято несколько попыток улучшения модели такого аппарата. Расчет аппарата как системы упругих тел с учетом их контактного взаимодействия показал, что деформации корпуса являются значительными (до 1,3 мм), и за счет деформаций корпуса переход с прямого хода на обратный требует изменения хода нажимного конуса на величину до 1,5 мм. Это позволило избежать разрывов в характеристике. Кроме того, было учтено, что при любых изменениях хода аппарата происходит взаимное смещение деталей клиновой системы рассеивание энергии за счет работы сил трения. Это позволило построить математическую модель аппарата, которая хорошо зарекомендовала себя при моделировании.

Однако хотелось построить модель, которая бы учитывала физику происходящих процессов при увеличенном числе степеней свободы системы за счет деформаций корпуса. Мы попытались рассмотреть, как изменяются силы взаимодействия всех деталей клиновой системы (детали 4–6) при изменении величины хода и направления движения. Как оказалось, деформации корпуса не оказывают существенного влияния ни на прямой ход, ни на обратный, поскольку геометрические параметры (угол клина в неподвижной пластине 2) обеспечивают большую величину поперечного перемещения клина, чем упругие деформации корпуса. Однако в момент смены направления движения задача становится неоднозначной, и существует несколько возможных относительных движений деталей клиновой системы. Для решения этой проблемы была создана упрощенная модель клиновой системы аппарата в ПК «Универсальный механизм»\*. Она включает полимерный блок (упругий элемент), три тела клиновой системы и подвижную стенку корпуса с упругими элементами, моделирующими ее деформации при давлении клина (рисунок 2).

Моделирование различных схем движений аппарата показало, что переходные процессы протекают существенно сложнее, и существует схема сил взаимодействия между телами, которая никогда ранее не рассматривалась и которая существенно влияет на силовую характеристику при ударе. Пример такой характеристики, полученной в ПК «Универсальный механизм», приведен на рисунке 3.

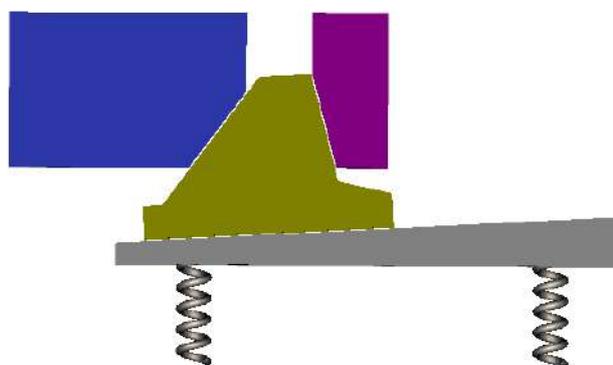


Рисунок 2 – Модель аппарата в ПК «Универсальный механизм»

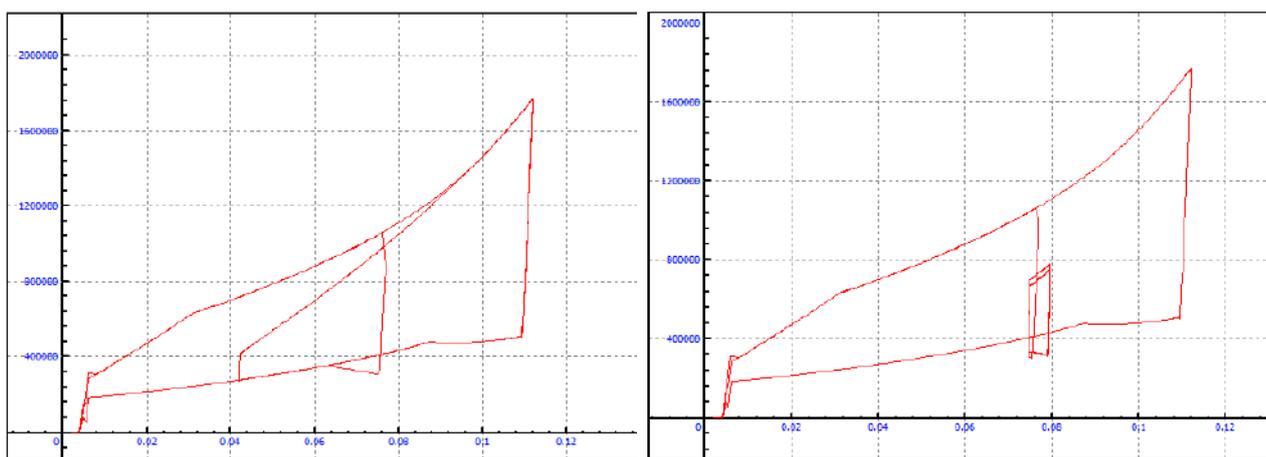


Рисунок 3 – Силовая характеристика аппарата в ПК «Универсальный механизм»

На левой части рисунка 3 приведена силовая характеристика аппарата при следующей схеме нагружения. Идет сжатие аппарата до хода 110 мм, затем разгрузка до нуля, сжатие 75 мм и колебания вокруг этого положения с амплитудой 35 мм. Как видно из рисунка, при изменении движения с прямого хода на обратный достаточно 2,5 мм хода, чтобы перейти на характеристику обратного хода.

\* Авторы выражают благодарность коллективу лаборатории вычислительной механики БГТУ за предоставленный программный комплекс и помощь в создании модели.

Однако при переходе с обратного на прямой сила выходит на линию номинальной силовой характеристики за 45 мм хода аппарата, и далее этот процесс повторяется. При моделировании соударений вагонов колебаний с большими амплитудами замечено не было, а малые колебания встречаются часто. На правом рисунке показан аналогичный процесс, но амплитуда колебаний равна 2,5 мм. Как видно из рисунка, при возникновении малых возвратно-поступательных движений нажимного конуса сила на прямом ходе оказывается существенно меньше, чем при обычном прямом ходе.

Анализ показал, что в этот момент силы трения, действующие на клин (поз. 3) со стороны тел (5 и 6) направлены в разные стороны, со стороны конуса (поз 5) – вверх, а со стороны опорной пластины (поз. 6) – вниз. Это объясняется тем, что в этот момент малым смещения конуса (малому ходу) соответствует большое поперечное смещение клина за счет деформаций корпуса. Такое распределение сил трения значительно уменьшает силу сопротивления аппарата, снижает его энергоемкость и должно учитываться при моделировании.

УДК 629.4.027.27

## ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ НА ТЕХНИЧЕСКИЙ РЕСУРС ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

*М. И. ПАСТУХОВ*

*Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель*

В настоящее время под четырехосными грузовыми вагонами продолжают эксплуатироваться двухосные тележки с литыми боковыми рамами и надрессорными балками (ГОСТ 9246). В процессе длительной эксплуатации тележки претерпели ряд конструктивных изменений и технологии изготовления литых деталей. Данные изменения продиктованы значительным ростом осевых нагрузок на литые детали тележек. При этом необходимым условием является повышение несущей способности литых деталей, их надежности и технического ресурса. Однако несмотря на значительный рост осевых нагрузок, наблюдается рост технического ресурса литых деталей с 30 до 32 лет. Достигнутые результаты вагоностроительной отрасли промышленности являются следствием роста допускаемого коэффициента запаса сопротивления усталости литых деталей с  $[n] = 1,2$  до  $[n] = 1,8$  (ГОСТ 32400). В перспективе планируется увеличение коэффициента запаса сопротивления усталости до  $[n] = 2,0$ .

Возникает необходимость исследования влияния коэффициента запаса сопротивления усталости боковых рам и надрессорных балок тележек грузовых вагонов на их технический ресурс (новых) или остаточный ресурс после длительной эксплуатации.

Коэффициент запаса сопротивления усталости литых деталей тележек определен по методике ВНИИВа [2]:

$$n = \frac{P_a(0,95) + \Psi_\sigma (P_T - P_{ст} K_n)}{P_{ст} K_n K_{дз}}, \quad (1)$$

где  $P_a(0,95)$  – предел выносливости детали при вероятности неразрушения 0,95 при базовом числе циклов нагружения  $N_0 = 10^7$ , полученный по результатам усталостных испытаний. По результатам натурных испытаний деталей ФГУП «ПО Уралвагонзавод» [3] предел выносливости боковой рамы из стали 20ГЛ при вероятности неразрушения  $P = 0,95$  в состоянии поставки составляет  $P_a(0,95) = 156$  кН (15,55 тс), а надрессорной балки –  $P_a(0,95) = 165$  кН (16,53 тс) (тележки модели 18-100);  $\Psi_\sigma$  – коэффициент чувствительности детали к асимметрии цикла;  $P_T$  – постоянная средняя нагрузка цикла;  $P_{ст}$  – вертикальная статическая нагрузка брутто на деталь;  $K_n$  – коэффициент использования грузоподъемности вагона;  $K_{дз}$  – коэффициент вертикальной динамической нагрузки на деталь.

Величины коэффициентов запаса сопротивления усталости литых деталей тележки 18-100 в состоянии поставки составляют: для боковой рамы –  $n = 1,64$ , для надрессорной балки –  $n = 1,27$ .

В процессе эксплуатации тележек наблюдается увеличение предела выносливости за счет выбраковки деталей с литейными дефектами в опасных зонах. Испытания литых деталей на усталость после длительной эксплуатации (30 лет) показали, что предел выносливости рам при вероятности