

Министерство транспорта и связи Украины

Днепропетровский национальный университет железнодорожного
транспорта имени академика В. Лазаряна

Л. МАНАШКИН, С. МЯМЛИН, В. ПРИХОДЬКО

**Гасители колебаний и амортизаторы ударов
рельсовых экипажей
(математические модели)**

Монография

2007

M23
УДК 629.4.027.01.015

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. Богомаз Георгий Иванович,
заведующий отделом Института технической механики Национальной
академии наук Украины, г. Днепропетровск, Украина
д-р техн. наук, проф. Бубнов Валерий Михайлович, генеральный конструктор по
вагоностроению ОАО «Азовмаш», г. Мариуполь, Украина

Рекомендовано к печати решением ученого совета Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (протокол №13 от 25.06.2007 г.)

Монография посвящена моделированию устройств гашения колебаний – амортизаторов и гасителей колебаний. Рассмотрены различные типы поглощающих аппаратов, их конструктивные особенности и математические модели, описывающие их работу. Приведены методики испытаний гасителей колебаний и поглощающих аппаратов, а также способы обработки результатов измерений.

Книга предназначена для ученых и инженеров-конструкторов, занимающихся проектированием и изучением работы различных амортизирующих устройств на железнодорожном транспорте. Может быть полезна также аспирантам, магистрам и студентам, изучающим конструкцию и динамику подвижного состава железных дорог и промышленного транспорта.

Ил. 82. Табл. 10. Библиогр.: 216 наим.

Л.А. Манашкин

M23 Гасителі коливань і амортизатори ударів рейкових екіпажів (математичні моделі) / Л.А. Манашкін, С. В. Мямлін, В. І. Приходько. – Д.: 2007. – 196 с.
ISBN

Монографія присвячена моделюванню пристроїв гасіння коливань – амортизаторів і гасителів коливань. Розглянуті різні типи поглинальних апаратів, їх конструктивні особливості й математичні моделі, що описують їх роботу. Наведені методики випробувань гасителів коливань і поглинальних апаратів, а також способи обробки результатів вимірювань.

Книга призначена для вчених і інженерів-конструкторів, які займаються проектуванням і вивченням роботи різних амортизуючих пристроїв на залізничному транспорті. Може бути корисна також для аспірантів, магістрів і студентів, які вивчають конструкцію і динаміку рухомого складу залізниць і промислового транспорту.

© Манашкин Л. А.,
Мямлин С. В.,
Приходько В. И.
2007

ВВЕДЕНИЕ

Предлагаемая вниманию специалистов книга посвящена моделированию устройств, предназначенных для снижения динамических нагрузок, вызванных ударными и вибрационными воздействиями, – *амортизаторов* или *гасителей колебаний*. Из множества применяемых в технике устройств здесь описываются лишь те, которые осуществляют непосредственное поглощение энергии, т.е. авторы исключают из рассмотрения *динамические гасители колебаний* [1], действие которых основано на использовании дополнительных механических колебательных систем.

Гасители колебаний преобразуют кинетическую энергию движений отдельных частей экипажей или экипажей в целом как в потенциальную энергию сжатия рабочего тела, например жидкости в полости гасителя, и деформаций корпуса и его отдельных частей, так и в тепловую энергию вследствие трения или перетекания жидкости через местные гидравлические сопротивления. При этом основная часть преобразуемой кинетической энергии рассеивается в виде тепла и потеря энергии, связанных с износом материалов.

Удлинение или укорочение гасителя колебаний может происходить пассивно, принудительно, вследствие движения частей экипажа, к которым он присоединен, а также активно, за счет накопленной потенциальной энергии. В последнем случае эти устройства автономно возвращаются в исходное состояние. Конструктивно гасители колебаний могут быть встроены в упругие устройства подвешивания или в устройства, обеспечивающие технологическое или конструктивное соединение частей экипажа, или подключены параллельно им. Также они могут представлять собой отдельные части экипажа со своими собственными устройствами, восстанавливающими исходное состояние.

В этой книге моделирование гасителей колебаний в основном рассматривается совместно с параллельно работающими устройствами восстановления их исходного состояния. Такая интеграция удобна для синтеза математической модели экипажа в целом и для построения программы численного интегрирования дифференциальных уравнений движения экипажа.

Наиболее широкое применение амортизаторы получили в транспортных машинах, в частности в рельсовых экипажах. Разнообразие этих устройств определяется их назначением. Так, подвески этих машин должны эффективно гасить колебания, вызываемые их взаимодействием с основаниями (дорога, вода, воздух). При этом не следует забывать, что деформации подвесок осуществляются не только переменными силами, но и постоянными силами тяжести. Ряд устройств должен обеспечивать поглощение энергии и защиту машины от единичных аварийных ударных нагрузок. К ним следует отнести бамперы и предназначенные для смятия и защиты конструкции машины в целом «жертвенные» части машины. В ряде случаев удары являются частью технологического процесса эксплуатации машин (соударения при маневрах железнодорожных вагонов, ударные процессы в железнодорожных поездах, шасси самолетов, удары в элементах подъемных и горных машин и множест-

во других случаях). Для защиты конструкций машин и людей при таких ударах служат специальные амортизаторы ударов многоразового действия.

Железнодорожные вагоны и локомотивы для ослабления воздействий продольных ударов оборудуются *поглощающими аппаратами автосцепного устройства* (в последующем – поглощающий аппарат) [2]. Они предназначены для амортизации ударов, возникающих при маневрах и переходных режимах движения поездов. Одновременно поглощающий аппарат сам является устройством, через которое передается тяговое или тормозное усилие от одной части состава к другой. Поэтому поглощающий аппарат не только амортизатор удара, но и устройство, которое должно уравновесить достаточно большие статические и квазистатические силы в поезде. Такие аппараты, участвуя во взаимодействии вагонов друг с другом, должны также эффективно гасить возникающие при переходных режимах движения колебания поезда и препятствовать образованию в нем волн ударов [3].

В отличие от поглощающих аппаратов амортизаторы подвижных хребтовых балок и подвижных рам грузовых вагонов (называемых в последующем просто *амортизаторами удара*) практически не передают существенные постоянные продольные силы. Они предназначены только для снижения продольных динамических нагрузок, действующих на грузы при соударениях вагонов во время маневров и в поезде.

Широкое разнообразие амортизаторов ударов и гасителей колебаний, применяемых на железнодорожном транспорте, аналогичность подходов к их моделированию в других областях машиностроения позволяет авторам сосредоточить все внимание на устройствах поглощения ударов и гашения колебаний железнодорожных рельсовых экипажей.

Амортизаторы ударов, гасители колебаний, поглощающие аппараты (далее будем называть их для упрощения записи амортизаторами) при работе всегда соединяют друг с другом два твердых тела. Это значит, что деформации их определяются движением этих тел, а точнее их перемещениями, скоростями и ускорениями. Математическое описание деформаций зависит от особенностей поглощения энергии и конструктивных схем амортизирующих устройств [2; 3].

Рассмотрим математическую модель соединения двух тел, состоящего из деформируемых элементов разной физической природы.

Общая схема соединения, состоящего из включенных последовательно простых или сложных безинерционных деформируемых элементов, приведена на рис. В.1. Свойства элементов могут быть различными, в соединении тел может быть зазор.

Здесь для упрощения подан амортизатор с одномерной деформацией как наиболее типичный случай, позволяющий глубже рассмотреть подходы к математическому моделированию. Математические модели амортизаторов, работа которых определяется двухмерными или трехмерными перемещениями креплений амортизаторов к соединяемым ими телам, будут рассмотрены отдельно для конкретных случаев.

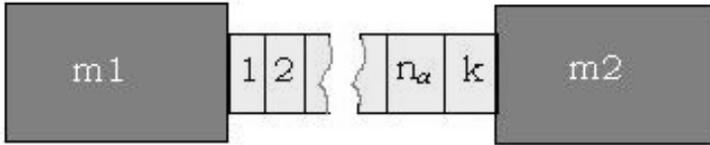


Рис. В.1. Обобщенная расчетная схема соединения тел $m1$ и $m2$:
 $1, 2 \dots$ – номера последовательно включенных элементов соединения

Пусть x_1 и x_2 – перемещения точек присоединения амортизатора к телам 1 и 2 , связанным этим амортизатором; v_1, v_2 – скорости движения этих тел; S – сила, растягивающая или сжимающая амортизатор, направленная вдоль оси x ; $q = (x_1 - x_2)$ – удлинение амортизатора, $\dot{q} = (v_1 - v_2)$ – скорость удлинения. Далее будем считать, что амортизатор состоит из n_a последовательно включенных элементов с абсолютными значениями удлинений, равными q_i .

Введем дополнительно к n_a элементам амортизатора вспомогательный элемент k с удлинением q_k , который будет имитировать деформации конструкций амортизируемых тел и креплений амортизатора, т.е.

$$q = \sum_{i=1}^{n_a} q_i \operatorname{sign} q + q_k. \quad (\text{B.1})$$

Кроме того, примем во внимание, что крепление амортизатора может быть с зазором величиной δ , который будет проявляться (для определенности) при удлинении соединения тел.

Удлинение элемента k может быть определено как

$$q_k = \begin{cases} 0, & \text{если } 0 \leq q \leq \delta; \\ q - \delta - \sum_{i=1}^{n_a} a_i q_i \operatorname{sign} q, & \text{если } q > \delta; \\ q - \sum_{i=1}^{n_a} a_i q_i \operatorname{sign} q, & \text{если } q < 0 \end{cases} \quad (\text{B.2})$$

в случае, если деформирование элементов происходит без остаточных деформаций и без запаздывания деформаций. В выражении (B.2) a_i – количество одинаковых элементов, обозначенных номером i .

Если же в соединении есть элементы, исходное состояние которых восстанавливается не сразу после снятия нагрузки, а спустя некоторое время («запаздывание» деформаций), или появляются остаточные деформации, мо-

жет оказаться, что $\text{sign } q_k \neq \text{sign } q$, а это не имеет физического смысла. Образование остаточных деформаций какого-либо элемента и проявление запаздывания деформаций приводят к увеличению зазора при растяжении и к появлению зазора при сжатии. Более общим является выражение

$$q_k = \begin{cases} 0, & \text{если } qq_k^* \leq 0; \\ q_k^*, & \text{если } qq_k^* > 0, \end{cases} \quad (\text{B.3})$$

где q_k^* – определено выражением (B.2).

Значение q определяется из решения дифференциальных уравнений движения определенной механической системы, в состав которой входят взаимодействующие тела 1 и 2, а значения q_i из решений задаваемых дифференциальных уравнений состояния элемента амортизатора с номером i . Определив q_k , вычислим деформирующую соединение силу S с помощью выражений

$$S = k_k q_k + \beta_k |q_k| \dot{q}_k \quad (\text{B.4})$$

или

$$S = k_k q_k + \beta_k \dot{q}_k, \quad (\text{B.5})$$

где k_k – жесткость элемента k и β_k – коэффициент вязкого сопротивления его деформированию. Обычно β_k – малая величина и в ряде случаев вязкой составляющей силы в выражениях (B.4) и (B.5) можно пренебречь.

В ряде случаев (например, для фрикционных амортизаторов, как мы увидим в следующих разделах) удастся объединить ряд элементов в один блок или элемент, для которого можно построить функциональную связь величины усилия S_ϕ , деформирующего его, с величинами его деформаций q_ϕ и скорости деформаций \dot{q}_ϕ . Величина q_ϕ вычисляется с помощью выражений (B.2) и (B.3).

Таким образом, решая дифференциальные уравнения движения соединенных амортизатором тел и дополнительные дифференциальные уравнения состояний, находим для каждого такого соединения одно значение q и n_a значений q_i , значение q_k или значение q_ϕ , а затем с помощью соотношений (B.4), (B.5) или функции $S = S(q_\phi, \dot{q}_\phi)$ вычисляем силу S , деформирующую все соединение.

В ряде случаев рассматриваются режимы движений соединенных амортизатором тел, в процессе которых при $|q_k| > \Delta_s^*$ возникают пластические деформации тел и креплений амортизаторов. При моделировании таких случаев в выражениях (B.4) и (B.5) следует значения q заменить $(q - \delta_s)$, где δ_s – величина остаточных деформаций, которые вычисляются в момент, когда абсолютные значения силы S переходят через максимум и одновременно со-

блюдается условие $|q_k| > \Delta_s^*$ или $|S| > S_s^*$, (Δ_s^* и S_s^* – координаты точки на диаграмме $q_k - |S|$, выше которой возникают пластические деформации). Обозначив через Δ_s и S_s значения удлинений и сил, соответствующих пределу упругости в случаях, когда остаточные деформации $\delta_s = 0$, пользуясь моделью Прандтля с упрочнением по Баушингеру [4], вычислим

$$\Delta_s^* = \Delta_s + \delta_s (1 - k_{ks}/k_k)^{-1} \text{sign } S; \quad S_s^* = S_s + \Delta_s^* k_{ks} \text{sign}(S\delta_s); \quad (\text{B.6})$$

$$\delta_s = (|S|_{\max} - S_s) (k_{ks}^{-1} - k_k^{-1}) \text{sign } q, \quad (\text{B.7})$$

где k_{ks} – коэффициент жесткости элемента k в зоне упругопластических деформаций. В тех случаях, когда вместо формул (B.4) или (B.5) используется функция $S = S(q_\phi, \dot{q}_\phi)$, ее формулы необходимо дополнить выражением

$$S = \left[S_s^* + k_{ks} (|q_\phi| - \Delta_s^*) \right] \text{sign} (q_\phi - \delta_s), \quad (\text{B.8})$$

если $(|S| > S_s^*) \cap ((q_\phi - \delta_s) \dot{q}_\phi > 0)$

В следующих разделах книги изложено физическое представление функционирования амортизаторов удара (поглощающих аппаратов) и гасителей колебаний тележек рельсовых экипажей. Авторы ограничили круг рассматриваемых объектов наиболее типичными устройствами, обсуждая при этом неминуемо возникающие вопросы, связанные с их расчетами, проектированием и моделированием при анализе работы экипажей.

Материал излагается в порядке возрастания сложности математических моделей.

Авторы будут благодарны за отзывы, пожелания и замечания по тексту монографии, которые просьба направить по адресу:

Украина, 49010, г. Днепропетровск, ул. академика Лазаряна, 2. ДИИТ
(к. 222) или по E-mail: myamlin@nzn.diit.edu.ua

1. КОНСТРУКЦИИ СИСТЕМ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ В РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖАХ

В настоящей работе рассматриваются расчетные схемы и более полные математические модели, позволяющие исследовать работу амортизаторов удара и других систем гашения колебаний в рельсовых экипажах.

Кроме проведения теоретических исследований по улучшению динамических качеств рельсовых экипажей усилия конструкторов и изобретателей направлены на создание новых конструкций систем гашения колебаний, связей между рельсовыми экипажами и между элементами ходовых частей грузовых и пассажирских вагонов, локомотивов [5-34]. При этом большое внимание уделяется элементам, обеспечивающим амортизацию ударов и гашение колебаний, всегда имеющих место при движении подвижного состава. Рассматриваемые в данной работе конструкции устройств выбраны, в основном, в качестве примеров типовых систем, математические модели элементов которых могут легко трансформироваться в математические модели других устройств.

Основные группы амортизирующих устройств на подвижном составе можно классифицировать следующим образом [34]:

- системы опирания кузова на тележки;
- центральное подвешивание;
- буксовое подвешивание;
- гасители колебаний;
- амортизаторы удара;
- системы активного подвешивания.

Ниже описаны наиболее интересные, по мнению авторов, конструкции амортизирующих устройств и представлены силовые характеристики некоторых из них.

1.1. Системы опирания кузова на тележки

Опираие кузовов экипажей на тележки осуществляется в основном через центральную опору, расположенную в центральной продольной вертикальной плоскости симметрии кузова. Такие опоры используются в большинстве типов вагонов и локомотивов. В ряде случаев вертикальная нагрузка на тележки со стороны кузова может передаваться только за счет боковых опор, например, у тепловозов типа ТЭЗ, ТЭ7, электровозов серии К [35]. Опираие может быть одноступенчатым и двухступенчатым, если боковые рамы или боковые балки тележек амортизированы относительно колесных пар. Большая часть грузовых вагонов имеет одноступенчатое рессорное подвешивание. В конструкциях пассажирских вагонов, вагонов-рефрижераторов и локомотивов используют, как правило, тележки с двухступенчатым рессорным подвешиванием.

Кроме систем опирания тележки рельсовых экипажей имеют элементы,

ограничивающие и амортизирующие колебания при продольных, боковых и угловых перемещениях кузовов относительно необрессоренных частей тележек.

Предложенная в заявке [36] опора, по мнению авторов, существенно улучшает динамику подвижного состава путем демпфирования колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также обеспечивает возврат кузова в исходное положение при колебаниях отбоя и подергивания. Опора передает нагрузку от кузова на раму тележки через качающуюся колонну с нижним сферическим концом, заделанным по всей рабочей поверхности в эластичный поршень. Этот поршень перемещается в цилиндре, рабочее пространство которого выполняет функции пневморессоры. Нижняя часть цилиндра может перекатываться через шарики по цилиндрической или сферической опорной поверхности, которая является частью пяты, жестко закрепленной на раме тележки. Вертикальные колебания демпфируются воздушной подушкой, а также за счет эластичности поршня и упругой прокладки на кузове. Гашение этих колебаний осуществляется за счет трения поршня при перемещении его в цилиндре, а также за счет рассеяния тепла при сжатии воздушной подушки. Горизонтальные колебания демпфируются за счет возможности отклонения колонны, а также путем перекатывания опоры по поверхности.

Предлагаемое устройство передачи продольных усилий от рамы тележки на раму кузова локомотива [37] содержит шатун, выполненный в виде двух расходящихся раскосов и шарнирно соединенный со средней балкой рамы тележки и наклонной тягой с упругим элементом, связывающей шатун с кузовом локомотива. Шарнирная связь шатуна и наклонной тяги соединена также с передней балкой рамы тележки упругой тягой. Данное устройство обеспечивает снижение динамической нагруженности элементов рамы тележки и рамы кузова наклонной тяги, а также приводит к улучшению продольной динамики.

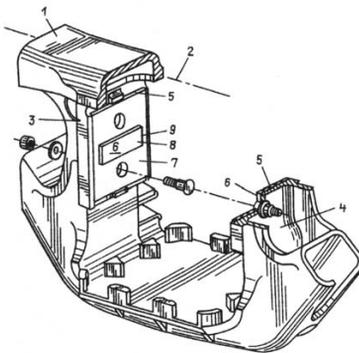
Предлагаемое устройство передачи поперечных сил от кузова на тележки транспортного средства [38] выполнено в виде сплошной гибкой связи, размещенной в канавках четырех ортогонально закрепленных на раме кузова установочных блоков. Поперечные участки гибкой связи своими серединами закреплены на средних балках рам тележек, а продольные участки стянуты друг с другом в поперечном направлении с помощью натяжных блоков и связанного с ними шарнирно пружинного аппарата, установленного с предварительной затяжкой. В качестве гибкой связи может быть использован, например, стальной канат. При стоянии экипажа на прямом участке пути данное устройство обеспечивает соосное размещение кузова и обеих тележек за счет расположения гибкой связи в равновесном положении под действием аппарата и блоков. В кривой при обеспечении указанной фиксации кузова на тележках необходимое перемещение тележек осуществляется за счет продольного смещения гибкой связи, сопровождающегося проворотом установочных и натяжных блоков. При динамическом поперечном перемещении кузова от-

носителю тележек происходит дополнительное нагружение одного из продольных участков, что сопровождается его распрямлением, а также увеличением усилия затяжки аппарата. При этом к концу упругого хода усилие сопротивления поперечной связи возрастает, то есть достигается нелинейная возрастающая характеристика.

Авторы патента [39] предлагают метод крепления устройства, которое гасит колебания изгиба кузова вагона. Под полом кузова по обе стороны от оси вагона на $1/4$ его длины устанавливается демпфирующий груз либо аппарата, масса которых составляет от 3 до 15 % массы вагона. Контейнер с грузом или с аппаратурой крепится под вагоном на поддерживающих элементах конструкции с помощью виброгасящих амортизаторов, которые служат для смягчения ударов и предохранения от повреждения контейнера. Представлена математическая модель колебательной системы кузова вагона и демпфирующего груза.

1.2. Центральное подвешивание

В работе [40] предложено усовершенствование центрального рессорного подвешивания стандартного четырехосного вагона железных дорог США. При этом на боковой продольной балке 1 двухосной тележки вагона (рис. 1.1) предусмотрено по отношению к оси 2 углубление с боковыми вертикальными стенками 3 и 4, которые являются ограничителями продольного перемещения наддресорного бруса и на которых закреплены ограничительные пластины 5 с фрикционными накладками 6. Их крепление выполнено с помощью винтовых элементов, устанавливаемых в сквозные отверстия 7. Продольные усилия воспринимаются рабочими поверхностями 8 указанных пластин 6, которые крепятся к основным пластинам 5 с помощью сварных швов 9. Пружины центрального подвешивания опираются на нижнюю площадку боковины 1, где для них предусмотрены фиксаторы положения в форме призматических упоров.



Основным условием реализации удовлетворительных ходовых качеств экипажей является выполнение мягкого вертикального и горизонтального обрессоривания, максимально возможное разделение перемещений по различным степеням свободы и подавление собственных частот колебаний [41].

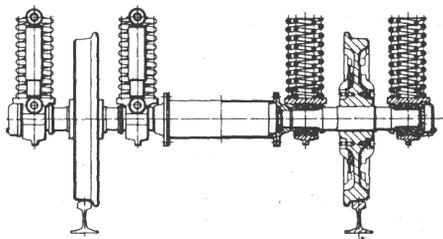
Рис. 1.1. Фрагмент боковой рамы двухосной тележки грузового вагона

Применение пневморессор, отличающихся сравнительно высокой стоимостью, целесообразно при повышенных скоростях движения только на подвижном составе с высоким соотношением массы брутто к массе тары. Кроме того, по конструкционным соображениям пневмоподвешивание на случай выхода из строя должно быть зарезервировано. Применение пневморессор во второй ступени подвешивания представляет интерес с уменьшением массы подвижного состава, о чем свидетельствует их использование в промежуточном вагоне с массой 33 т скоростного (200 км/ч) дизель-поезда HST (Великобритания). Среди моторных вагонов, предназначенных для работы при высоких скоростях, пневморессорами оборудованы скоростные электропоезда линий Синкансен (Япония) и АРТ. В то же время, французский скоростной электропоезд TGV пневморессор не имеет.

Применение рессор типа «Флексикоил» в системах подвешивания французской тележки Y-32 и итальянской «Фиат» существенно упрощает конструкцию наряду с ограничением перемещений по различным степеням свободы [41]. Однако недостатком этих рессор является в той или иной степени (в зависимости от их относительной толщины) снижение их жесткости в горизонтальном и радиальном направлениях с увеличением вертикальных и аксиальных усилий. Кроме того, в указанных рессорах возникают большие напряжения при радиальном сдвиге. Тем не менее, применение рессор типа «Флексикоил», несмотря на упомянутые недостатки, будет расширяться благодаря их технической простоте.

Известна тележка с объединенной второй и первой ступенями подвешивания, причем пружины опираются непосредственно на осевые подшипники (рис. 1.2) [41]. В результате рама тележки не подвергается воздействию значительных вертикальных сил и может быть изготовлена из более легких материалов. Кроме того, такая конструкция лучше с точки зрения вибраций вследствие уменьшения числа степеней свободы колебательной системы. Расчеты показали, что тележка имеет улучшенные характеристики в вертикальной и поперечной плоскостях, обеспечивает более устойчивое движение экипажа, повышая его критическую скорость. Однако, по-видимому, из-за более высокой стоимости область применения тележки с объединенной системой подвешивания будет ограничена экипажами, предназначенными для высоких скоростей движения.

Рис. 1.2. Система подвешивания скоростной тележки с опорой непосредственно на ось колесной пары



Представляют интерес также конструктивные особенности и ходовые качества тележек для несочлененных вагонов, предназначенных для скоростей движения 200 км/ч в странах Западной Европы [41].

В патенте [42] описана вторичная ступень рессорного подвешивания моторной тележки, которую предложено расположить в поперечном направлении кузова попарно. Можно применить также пневматическое или гидравлическое рессорное подвешивание. Пружины располагаются под углом к вертикальной плоскости, вследствие чего при повороте кузова под воздействием центробежной силы сжимается одна пружина и возникает противоположно направленный момент относительно продольной оси кузова, который стремится повернуть его вокруг своей продольной оси. Благодаря наклону пружин в направлении к центральной вертикальной плоскости кузова создается шарнирный четырехзвенник, уменьшающий угол поворота кузова вокруг его продольной оси. Между выступом кузова и выступом рамы тележки расположен поперечный упор (резиновый буфер) для восприятия поперечных сил, возникающих при действии центробежного ускорения в кривом участке пути. Благодаря этому кузов имеет вначале определенное свободное поперечное перемещение до включения в работу поперечного упора, во время которого поперечные перемещения кузова относительно тележки гасятся.

В заявке [43] предлагается поперечное подрессоривание кузова вагона для повышения безопасности и плавности движения. Между кузовом и тележкой расположены два работающих в противофазе поперечных исполнительных гидравлических цилиндра, в которые рабочая жидкость поступает от одного общего задающего цилиндра. К трубопроводам, идущим от задающего цилиндра к исполнительным, подключено по одному исполнительному гидромеханическому или гидропневматическому элементу для подъема при необходимости кузова вагона над тележками. Благодаря этому уменьшаются амплитуды колебаний кузова и не возникает опасности соприкосновения кузова с кромкой пассажирских посадочных платформ. Путем соответствующей настройки задающего цилиндра можно изменять характер колебаний вагона в целях улучшения комфортабельности езды. Система поперечного подрессоривания кузова достаточно быстро реагирует на быстроизменяющийся характер движения вагона и регулирует его бесступенчато в широком диапазоне. Поперечные цилиндры расположены так, что возникающая при их работе суммарная сила центрирует кузов относительно центральной вертикальной плоскости. Настройка задающего цилиндра производится в зависимости от сигналов управляющей и регулирующей систем изменения характера колебаний вагона. Рабочие камеры исполнительных цилиндров через трубопроводы соединены с рабочими камерами задающего цилиндра. Путем изменения объема рабочих камер исполнительных цилиндров, питающих трубопроводов, упругих элементов-накопителей и рабочих камер задающего цилиндра можно варьировать давление жидкости в упругих элементах-накопителях. Поршневой шток с резьбой на конце задающего цилиндра соединен с приводным колесом электромеханического привода, который приводится в дей-

ствии при подаче сигналов от управляющей и регулирующей систем. К одной из рабочих камер задающего цилиндра подключен гидравлический накопитель для уменьшения перестановочного усилия поршня задающего цилиндра.

Фирма «АВВ Transportation Ltd» (Великобритания) разработала ограничитель поперечных колебаний кузова пассажирского вагона (рис. 1.3) с гидравлическими накопительными амортизаторами 1 и 2, которые снабжены упорами 3 и 4 из твердой резины [44]. Эти амортизаторы установлены на стойке 5, жестко закрепленной на раме 6 кузова. При этом система центрального подвешивания кузова выполнена на базе пневморессор 7 и 8, опирающихся на боковые балки 9 и 10 рамы тележки. С этими же балками взаимодействуют амортизаторы 1 и 2. В нижней части рисунка (вид сверху) показано положение амортизаторов 1 и 2, ограничивающих поперечные смещения кузова, относительно рабочих поверхностей 11 и 12 боковых балок 9 и 10. Данный ограничитель испытан на вагоне типа MkIII в составе скорого поезда Лондон–Шеффилд, показал хорошие качества в режиме прохода кривых. Предполагается расширить масштабы применения ограничителя, особенно в связи с предполагаемым повышением скоростей движения пассажирских поездов на Британских железных дорогах.

Предложенная в заявке [45] пневморессора, устанавливаемая в системе центрального подвешивания кузова пассажирского вагона, обеспечивает демпфирование вертикальных колебаний кузова и снижение динамического воздействия вагона на путь. Благодаря возможности регулирования жесткости пневморессоры существенно улучшаются динамические качества вагона, особенно при высокой скорости движения или на неровностях пути, снижаются динамические воздействия на путь в вертикальном и поперечном направлении.

Предлагаемая рессора выполнена малогабаритной и может быть установлена в центральном подвешивании эксплуатируемых пассажирских вагонов, а также моторных и прицепных вагонов электропоездов.

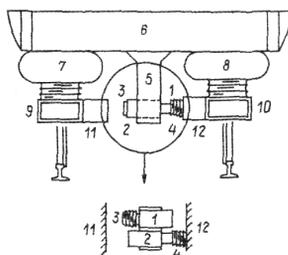


Рис. 1.3. Ограничитель поперечных колебаний кузова

1.3. Буксовое подвешивание

В патенте [46] описывается эластичная вертикальная боковая опора тележки с металлическими трущимися поверхностями, обеспечивающими более высокие величины противодействия угловым перемещениям тележки. В результате увеличивается боковая стабильность грузового вагона при более высоких скоростях движения, т. е. допускается более высокий порог для уг-

ловых перемещений тележек с коническими колесами. При этом улучшаются условия эксплуатации боковых опор, а также их соединений и креплений. Верхние части металлических трущихся конструкций с удлиненной наклонной геометрической формой соединяются с эластичными колоннами, прилегающая к концу основания или кожа боковой опоры.

Имеются три основных направления применения эластомеров на подвижном составе [47]. Первое связано с упругими элементами для систем подвешивания, где резиновые или резинометаллические блоки могут заменить классические упругие элементы в виде пружин или рессор. В результате может быть достигнуто существенное улучшение динамики подвижного состава, особенно в поперечной и вертикальной плоскостях. Второе направление – это замена узлов трения в шарнирах, скользунах и других элементах с относительно небольшими перемещениями линейного или углового типа. В качестве примера на рис. 1.4 показано усовершенствование типовой буксы пассажирского вагона с роликовыми подшипниками 1 и 2. На специальной конической насадке 3 под корпусом 4 буксы установлено резиновое кольцо 5, ограничивающее поперечный разбег оси.

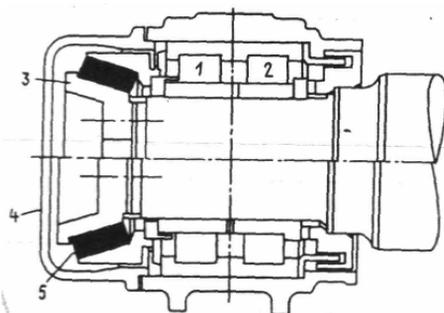


Рис. 1.4. Упругий амортизатор бокового отбоя

К указанному направлению относятся многочисленные применения резины в поводках, подвесках и тягах с шарнирными соединениями. Третье направление – это уплотнительные и шумопоглощающие прокладки в различных агрегатах подвижного состава – компрессорах, тормозных цилиндрах, во фланцевых соединениях пневмо- и гидроприводов. Кроме этого, резиновые элементы в виде резиновых прокладок, ковриков, пластин начинают широко применяться на железных дорогах Германии как средство амортизации грузов на платформах, что обеспечивает сохранность пола кузова.

В статье [48] описана принципиально новая конструкция амортизирующих блоков и резиновых амортизаторов, которая позволяет реализовать нелинейную жесткостную характеристику. При обычной эксплуатационной нагрузке она располагается в оптимальной для динамики вагона зоне. При повышении нагрузки на поводок жесткость его быстро возрастает, препятствуя сверхнормативным перемещениям надрессорного бруса. Другое преимуще-

ство – способность гашения резонансных нагрузок, которая вытекает из нелинейности жесткостной характеристики. Механизм этого явления заключается в том, что при резонансном режиме нагрузка на поводок начинает быстро увеличиваться. Это, в свою очередь, вызывает изменение жесткостной характеристики поводка, при этом собственная частота колебаний системы, в которую входит поводок, также увеличивается и становится отличной от частоты воздействия внешней возмущающей силы, тем самым препятствуя нарастанию амплитуды колебаний. Это эффективно только в случаях, когда собственная частота малых колебаний системы с поводком выше диапазона частот воздействия на амортизируемую систему.

Практика эксплуатации железнодорожного транспорта показала необходимость создания универсальных стандартизованных упругодемпфирующих подвесок с регулируемой жесткостью при сборке и в эксплуатации. Рассмотренные в статье [49] конструкции обладают примерно одинаковыми возможностями. Выбор той или иной схемы определяется в основном компоновочными вариантами.

Авторами патента [50] предлагается усовершенствование буксового узла, оборудованного резинометаллическими элементами (РМЭ), обеспечивающими радиальную самоустановку осей колесных пар в кривых. В таких тележках опора РМЭ, установленная на верхней цилиндрической поверхности буксы, имеет гарантированные зазоры (0,76 мм) в продольном направлении с верхними упорами челюстных направляющих. Величина зазора выбирается из условия радиальной установки оси колесной пары в кривой радиусом 230 м. При выборе условий радиальной установки оси учитывают фактические размеры челюстного проема и корпуса буксы; также важно наличие зазоров в продольном направлении между буксой и челюстями в горизонтальной плоскости, проходящей через центр оси. Контроль этих зазоров производится при установке колесных пар на прямой шупом, который вставляется между специальными бонками челюстей и корпусом буксы. Бонки прямоугольной формы привариваются к внутренним поверхностям челюстей и могут набираться из нескольких плоских стальных прокладок. Величина этих зазоров должна быть не менее 0,89 мм.

В патенте [51] описана типовая шарнирная букса (рис. 1.5), усовершенствованная путем повышения ее устойчивости против деформации в поперечном направлении, в частности при движении поезда в кривых. Для этого, кроме основного шарнира *7a* с упругой втулкой *8'*, закрепленного на раме тележки *12*, эта букса *3* вместе с подшипниковыми элементами *1* и *2* посредством дополнительного шарнира *10* и тяги *11* закреплена на другом конце продольной балки рамы тележки *12*. Упругость подвешивания обеспечена пружиной *6*, которая установлена между рамой *12* и шарнирным рычагом *3'*, что допускает вертикальные смещения рамы *12* относительно колесной пары *13*. Рассмотрено несколько вариантов установки упругих элементов в основных узлах буксового подвешивания в целях достижения требуемых динамических качеств по эластичности и гашению колебаний.

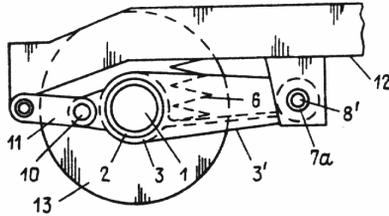


Рис. 1.5. Усовершенствованная шарнирная буска

В первичном подвешивании по заявке [52] используется листовая рессора, центральная опора которой шарнирно связана с тормозным фланцем, установленным на оси колесной пары. Один конец листовой рессоры соединяется с рамой тележки, а другой – со штоком регулятора вертикальной нагрузки. Рычажная буска имеет кронштейн, на котором крепится шток гидравлического гасителя, а его корпус соединяется со штоком регулятора вертикальной нагрузки. При такой компоновке гидравлический гаситель двустороннего действия выполняет дополнительную функцию предварительного нагружения листовой рессоры, а рессора служит реактивной штангой, воспринимающей продольную силу сжатия или растяжения при торможении в зависимости от направления движения. Регулятор вертикальной нагрузки расположен под острым углом к листовой рессоре, что обеспечивает снижение напряжений сжатия в листах рессоры при воздействии продольной силы во время торможения.

В патенте [53] предлагается боковая опора для двухосной грузовой тележки с отдельными боковыми рамами. Боковые опоры устанавливаются в проемы, расположенные по концам наддрессорной балки. Сферическая поверхность корпуса радиусом 380 мм покрывается тефлоном и сопрягается с цилиндрической направляющей проема наддрессорной балки. Вертикальная нагрузка от кузова передается на два плоских стальных скользуна. Последние выполнены в виде цилиндров с диаметром основания 100 мм и входят в глухие направляющие отверстия опоры, на днище которых установлены тарельчатые пружины. Зазоры между корпусом опоры и стенками проема наддрессорной балки в поперечном направлении составляют 10 мм. Пары трения опоры выбираются таким образом, что при перемещениях рамы тележки относительно кузова в узле сопряжения опоры с наддрессорной балкой обеспечивается коэффициент трения 0,05...0,07, а в узле сопряжения кузова со скользящим – 0,35. Предлагаемая опора обеспечивает эффективное демпфирование колебаний извилистого движения тележки в порожнем режиме движения вагона.

В [54] предлагается упругая боковая опора для двухосной грузовой тележки с отдельными боковыми рамами (рис. 1.6). Опора состоит из корпуса 28, двух эластомерных блоков 32, нажимного скользуна 50 и упора 30. Корпус представляет собой стальную отливку в форме полого параллелепипеда, основание 34 которого крепится к наддрессорной балке заклепками 45. Эла-

стомерные блоки устанавливаются внутри корпуса и воспринимают вертикальную нагрузку от кузова через наклонные поверхности 44 нажимного скользуна. Конфигурация эластомерных блоков выбирается из условия обеспечения оптимальных жесткостных характеристик в вертикальном, боковом и продольном направлениях и быстрого отвода тепла от скользуна. Блок формируется из эластомера с постоянным модулем упругости от 50 до 140 МПа или с переменным модулем по высоте блока. Упор, установленный на цилиндрическом основании корпуса между эластомерными блоками, ограничивает их деформацию при максимальной вертикальной нагрузке. В работе предлагаются различные конструктивные варианты элементов боковой опоры.

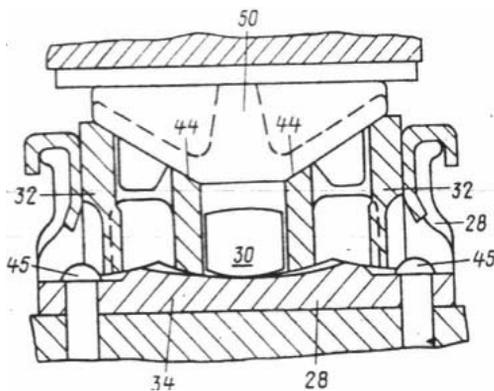


Рис. 1.6. Упругая боковая опора для двухосной грузовой тележки

На основе принципа инвариантности возможны как модернизация рессорного подвешивания буксовой ступени некоторых типов локомотивов, так и разработка новой механической части экипажа с опорно-рамным приводом третьего класса (по классификации профессора И. В. Бирюкова [55]) с высокими динамическими качествами рессорного подвешивания [56].

На грузовом тепловозе серии 60 было использовано буксовое подвешивание с резиновыми колокольными рессорами фирмы «Clouth» (рис. 1.7), разработанное Британскими железными дорогами (БЖД) [57]. По сравнению с традиционными челюстными направляющими эта конструкция обеспечивала значительный экономический эффект при техническом обслуживании, так как не требовалось периодической смазки узла трения. Жесткостные характеристики подвешивания в вертикальном и горизонтальном направлениях по расчетам должны были быть одинаковыми. Однако в процессе эксплуатации отмечено, что при соответствующих вертикальных прогибах резиновых рессор 4 их жесткость в горизонтальном направлении была на 50 % меньше требуемой. Кроме этого, резиновые рессоры постепенно усаживались, что не обеспечивало стабильных геометрических размеров по высоте рессорного комплекта.

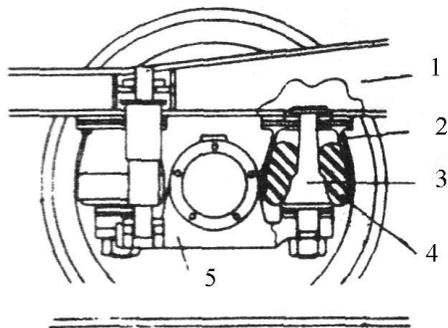


Рис. 1.7. Буксовое подвешивание с резиновыми колокольными рессорами фирмы «Clouth»

После консультаций БЖД с фирмой «Vgush» была разработана конструкция буксового подвешивания с витыми пружинами (рис. 1.8). В ней вертикальный прогиб обеспечивался за счет деформации пружины 4, а резиновое кольцо 3, установленное между цилиндрическими направляющими 2 рамы тележки 1 и шпинтоном буксы 5, воспринимало усилия, действующие в горизонтальной плоскости. Этот тип подвешивания использовался на тележках ВР20 электропоездов серий 317 и 455 и на тележках СР1 и СР3 тепловозов серий 56 и 58. Однако и эта конструкция имела замечания при эксплуатации. Для обеспечения прохода кривых малого радиуса при подъездах к угольным складам ход буксовой ступени на тепловозе серии 60 был достаточно большим. Это приводило к дополнительным напряжениям в резиновом кольце при кососимметричной нагрузке и быстрому его износу.

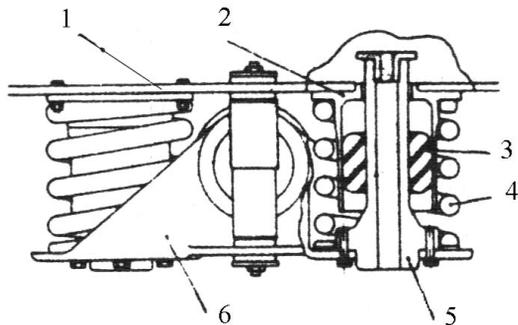


Рис. 1.8. Буксовое подвешивание с витыми пружинами

Тогда была разработана конструкция подвешивания, в которой резиновое кольцо 4 устанавливается между направляющей буксы и специальной втулкой (рис. 1.9). При вертикальном прогибе пружин перемещение шпинтона 3

осуществляется в направляющей втулке 6 и не вызывает дополнительной нагрузки на резиновое кольцо. Для увеличения износостойкости внутренняя поверхность втулки покрывается фосфорной бронзой и в процессе эксплуатации постоянно смазывается маслом, находящимся в ванне втулки.

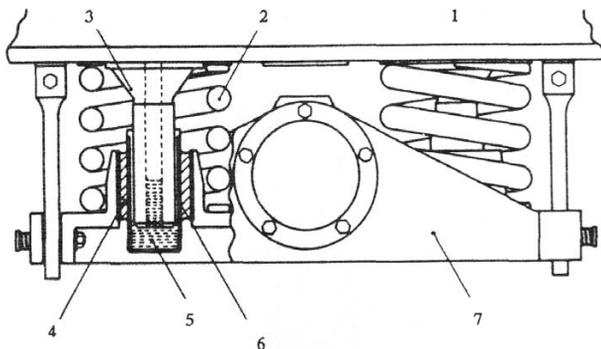


Рис. 1.9. Модернизированный вариант буксового подвешивания фирмы «Brush»

Эта конструкция показала хорошие результаты при испытаниях и в настоящее время фирма «Brush» производит установку этого подвешивания при модернизации тепловозов.

В заявке [58] предлагается конструкция буксового подвешивания тележки вагона с фрикционным гасителем колебаний. Вертикальная нагрузка от верхнего пояса боковой балки рамы тележки через упругий элемент, закрепленный в отверстии, передается на стакан и далее через двухрядные пружины буксового подвешивания на опорную поверхность прилива корпуса буксы. Наличие у стакана наклонной опорной поверхности создает горизонтальную составляющую силу, направленную к колесу. Эта сила вызывает силы трения между вертикальной поверхностью стакана и вертикальной стенкой рамы тележки и гасит колебания упругого элемента. Противоположно направленная ей реактивная сила прижимает стенку рамы тележки к корпусу буксы и таким образом обеспечивает гашение колебаний рамы.

Недостаток применяемых ленкерных поводков, соединяющих буксу с рамой тележки локомотива или вагона и служащих для передачи сил тяги-торможения, связан с их жесткостью, что объясняется небольшой длиной корпуса поводка. Чтобы избежать этого, в заявке [59] предлагается выполнять корпус поводка искусственно удлинненным. Такой поводок практически не ограничивает взаимных вертикальных перемещений буксы и рамы тележки, но в продольном направлении, то есть при передаче сил тяги-торможения, обеспечивает заданный коэффициент упругости. Рассмотрено несколько вариантов конструкции поводка, в том числе с ограничением продольных перемещений при растяжении и сжатии.

1.4. Гасители колебаний

Анализ конструктивных особенностей гасителей колебаний грузовых вагонов и их классификация по различным признакам проведены в работе [60]. Здесь же отметим, что общим направлением в развитии гидравлических гасителей колебаний является их способность изменять характеристики в зависимости от амплитуды и частоты колебаний вагона. И использование новых технических решений способствует улучшению характеристик гасителей колебаний.

В докладе [61] описана конструкция гидрогасителя с пластинчатыми клапанами, имеющего повышенную надежность и контролепригодность.

В патенте [62] предлагается фрикционный гаситель колебаний, клин которого вместе с автономной пружиной располагается в гнезде надрессорной балки. Силы трения, пропорциональные перемещениям, возникают при относительном перемещении трущейся поверхности клина по фрикционной планке, укрепленной на колонне боковой рамы тележки. Надрессорная балка опирается на наклонную поверхность клина через упругую эластомерную прокладку. Последняя имеет переменную толщину, постепенно увеличивающуюся от верхней кромки к нижней. Прокладка устанавливается в углублении, основание которого отклоняется от наклонной поверхности клина на угол 1-4°. Предлагаемое усовершенствование обеспечивает равномерное прижатие клина к фрикционной планке, что уменьшает его износ при эксплуатации. Разработаны различные варианты фиксации эластомерной прокладки на наклонной поверхности клина.

В изобретении [63] повышение эксплуатационных качеств фрикционного устройства достигается путем обеспечения быстродействия срабатывания и различной плавности фрикционного взаимодействия в зависимости от направления вращения. Устройство содержит корпус, установленный с возможностью вращения относительно корпуса вал, подпружиненные один к другому нажимные диски, которые могут совершать относительное вращение и осевое перемещение. Фрикционные элементы установлены так, что они соединены, по меньшей мере, с одним из нажимных дисков, валом и корпусом. Линейный привод, связанный с корпусом, выполнен с установленным (с возможностью линейного перемещения относительно корпуса) нажимным элементом. Механизм преобразования линейного перемещения во вращательное соединен с нажимным элементом линейного привода и с одним из нажимных дисков, второй нажимной диск зафиксирован от проворота относительно вала. Механизм преобразования связан с валом и сделан в виде элементов несамотормозящейся винтовой пары, один из которых зафиксирован от проворота относительно вала, а второй – относительно первого нажимного диска.

В патенте [64] предлагается гаситель колебаний преимущественно для поворотного крана на железнодорожном ходу и вагона-платформы для перевозки тяжелых грузов, выполненный в двух вариантах – с растягивающейся

либо со сжимающейся тягой. В этом гасителе демпфирующая сила зависит от амплитуд колебаний ходовой части.

При растягивающейся тяге между балансиром 3 и рамой вагона 1 (рис. 1.10) расположена пружина сжатия 4 с верхними опорными шайбами 23 и 5. На верхней стороне шайбы 5 имеется кулачковый выступ 6, расположенный на расстоянии $+a$ от центра рычага 7, имеющего одно или несколько отверстий. С рычагом 7 валиком 9 соединена растягивающаяся тяга 10, через которую силы, вызванные сжатием пружины 4, передаются на расположенные в плоскости колесной пары 11 фрикционные планки 12 и 13. Фрикционная планка 12 через упор 14 и направляющую 15 фиксируется в направлении действия силы, а фрикционная планка 13 удерживается лишь направляющей 15 и перемещается в направлении действия силы. Между фрикционными планками 12 и 13 расположен упругий хомут 17, укрепленный на корпусе буксы 16 колесной пары. Для повышения износостойкости на хомуте 17 имеются фрикционные накладки. Во фрикционных планках 12 и 13 имеются отверстия 22 для пропуска растягивающейся тяги 10, а в хомуте 17 – удлиненное отверстие 19. Установка гасителя колебаний на вагон производится при нейтральном положении вагона путем натяжения растягивающейся тяги 10 гайкой 21, вращающейся на резьбовой части 20 тяги 10 до тех пор, пока не будет достигнут определенный зазор между рамой 1 вагона и тарелкой 5 пружины 4. При наличии сжимающейся тяги 25 (рис. 1.11) вместо растягивающейся тяги 10 на опорной тарелке 5 пружины 4 имеется кулачковый выступ 6 на расстоянии $-a$ от центра рычага 7. Сила сжатия передается через сжимающуюся тягу 25 на толкатель 24, укрепленный на раме 1 вагона. С корпусом буксы соединена планка 17 с фрикционными накладками 18. В предлагаемом гасителе колебаний демпфирующая сила зависит от амплитуд колебаний ходовой части и происходит уменьшение расстояния s вследствие наклонного положения опорной тарелки 5 пружины 4 при определенном износе фрикционных планок 12 и 13.

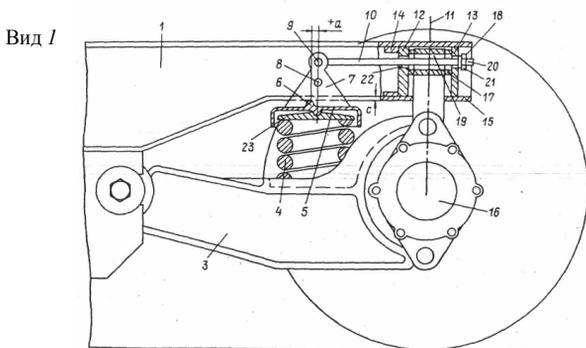


Рис. 1.10. Гаситель колебаний по патенту [64]

Вид 2

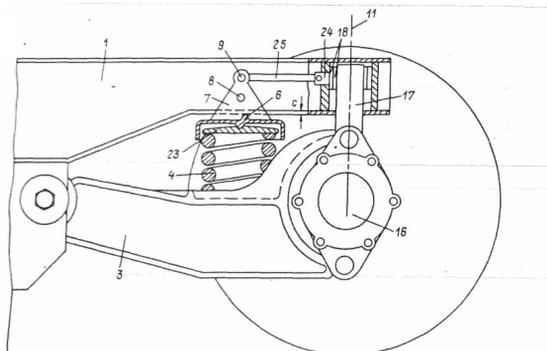


Рис. 1.11. Гаситель колебаний по патенту [64]

Предлагаемый в изобретении [65] амортизатор содержит корпус, выполненный из двух параллельных его оси и сопряженных между собой частей, образованных двумя парами Г-образных рычагов с пазами; установленную в нем пружину, опертую одним концом в часть корпуса; диск для опоры другого конца пружины и основание. Для повышения эффективности поглощения энергии и долговечности амортизатор снабжен кольцом, размещенным между парами Г-образных рычагов и сопряженным с ними. Кольцо имеет проходящие через пазы рычагов направляющие, диаметрально расположенные с равными по величине углами наклона и параллельными осям.

Целью изобретения [66] является повышение жесткости и надежности за счет выполнения упругих элементов в виде двух пакетов металлических тарельчатых пружин. Снабжение амортизатора этими пакетами позволяет увеличить жесткость и надежность и обеспечить его двустороннее действие.

Патентом [67] предлагается фрикционный гаситель колебаний с листовыми рессорами и с одинарной или двойной серьгой подвески. Демпфирование не зависит от степени загрузки вагона. Есть возможность производить дополнительную корректировку жесткости демпфирующего листа для получения оптимальной величины демпфирования гасителя колебаний.

Рама 6 (рис. 1.12) вагона с буксовыми лапами 2 и рессорными кронштейнами 5 через двойные серьги подвески 4 опирается на буксу 11 через листовую рессору 3. Горизонтальный гаситель колебаний состоит из упругого листа 7 (см. рис. 1.12, а, б), который проходит через отверстие 9 с втулкой 10, расположенное в средней части 8 рессорного кронштейна 5 в продольном направлении. Держатель 13 фиксирует конец демпфирующего листа 7, который зажимается винтами 14 при монтаже гасителя колебаний. Внутри втулки 10 на держателе 13 расположен переставляемый выступ 15, на конце которого со стороны держателя 13 имеется опора 16 для листа 7. Расстояние a опоры 16 от держателя 13 устанавливается с помощью выступа 15 в соответствии с требуемой жесткостью демпфирующего листа 7. На свободном конце 17 листа 7 имеется криволинейная поверхность трения 18, которая под дав-

лением соприкасается со средней перемычкой 20 промежуточного элемента 21 серьги подвески листовой рессоры и расположена под углом 90° к линии действия 19 двойной серьги подвески 4. При одинарных серьгах подвески на каждой промежуточной перемычке серьги имеется среднее ребро, служащее опорой для демпфирующего листа 7. Путем изменения расстояния a между держателем 13 и опорой 16 можно производить дополнительную корректировку жесткости демпфирующего листа 7 для получения оптимальной величины демпфирования гасителя колебаний.

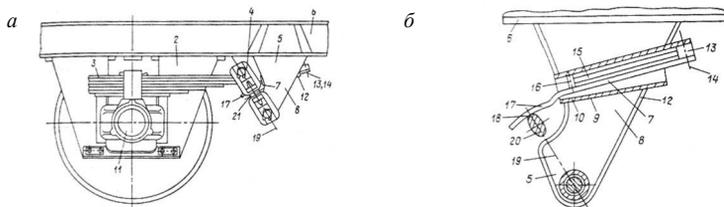


Рис. 1.12. Фрикционный гаситель колебаний по патенту [67]

Авторы патента [68] предлагают фрикционный гаситель колебаний для вагона-платформы с вертикальными поверхностями трения. Износ фрикционных планок не влияет на гасящую способность гасителя колебаний и определяется визуально или щупом путем контроля положения опорной тарелки.

Гаситель колебаний с вертикальными поверхностями трения состоит из внутреннего элемента-толкателя 1 (рис.1.13, а), укрепленного посредством валика 11 на необрессоренной части железнодорожного экипажа, и корпуса 2, укрепленного на обрессоренной части посредством аналогичного валика 11. Валики 11 расположены в эластичных втулках 12. На внутреннем элементе 1 для упругих элементов 16 имеются две опорные тарелки 5 со сквозным отверстием 9 в одной из тарелок, а также две опорные тарелки 7 с резьбовым отверстием 10 в одной из тарелок. На тарелке 5 укреплена фрикционная планка 3. Предварительное сжатие упругих элементов 6 производится котировочным винтом 8, проходящим через прорезь 13 в корпусе 2. Износ фрикционных планок 3 и 4 не влияет на гасящую способность гасителя колебаний и определяется визуально или щупом путем контроля положения опорной тарелки 5 на опорной тарелке 7. Вращение опорной тарелки 5 предотвращается упором 15 на внутреннем элементе 1. В поперечном направлении элемент 1 направляется скользящему 16 в корпусе 2.

Гаситель колебаний с наклонными поверхностями трения состоит из внутреннего элемента-толкателя 1 и корпуса 2 (см. рис. 1.13, б), укрепленных соответственно на необрессоренной и обрессоренной частях через валики 11 и эластичные втулки 12. На внутреннем элементе 1 имеется удаленное отверстие 17 для валика 18. В корпусе 2 имеются наклонные друг к другу поверхности, на которых укреплены фрикционная планка 4, а также опорная тарелка 5 с фрикционной планкой 3 и опорная тарелка 7, между которыми распо-

ложены упругие элементы 6, предварительное сжатие которых изменяется юстировочным винтом 8. В корпусе 2 имеются прорезь 19 для оценки износа фрикционных планок 3 и 4 и смотровое отверстие 20 для наблюдения за внутренними кромками опорных тарелок 5 и 7. С помощью планки 21 с маркировкой устанавливается износ поверхностей трения. Величина силы трения гасителя колебаний изменяется в зависимости от нагрузки на него от массы кузова экипажа. Фрикционные планки и упругие элементы гасителя колебаний выбираются в зависимости от требуемого демпфирования колебаний экипажа, максимальная величина которого наблюдается при трении стальных фрикционных планок. Размеры и количество поверхностей трения выбираются, исходя из обеспечения минимального износа поверхностей трения.

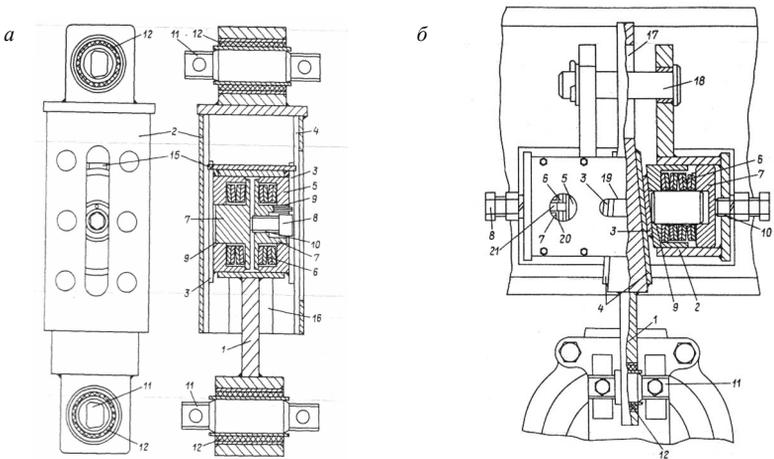


Рис. 1.13. Фрикционный гаситель колебаний для вагона-платформы по патенту [68]

Предлагаемый в изобретении [69] гаситель колебаний содержит клин, состоящий из двух частей. Первая часть выполнена в форме трехгранных призм, по меньшей мере, двух, соединенных жестко одними углами так, что их основания образуют наклонную поверхность, контактирующую с наддрессорной балкой. Поверхности двух других граней с вершиной каждой призмы контактируют через упругую прокладку с поверхностью второй части клина, рельеф которой представляет матрицу поверхности первой части клина. Вертикальная поверхность второй части клина контактирует с поверхностью фрикционной планки, а горизонтальная поверхность опирается на пружины рессорного подвешивания. Планка связана с боковой рамой. При движении транспортного средства происходит колебание обрессоренной части тележки (наддрессорной балки) относительно необрессоренной (боковой рамы). При возрастании силы, вызывающей колебание, выше силы трения покоя на трущихся поверхностях клина и фрикционной планки и при амплитуде колеба-

ний, превышающей деформацию упругой прокладки, включается в работу трение между вертикальной поверхностью клина и поверхностью фрикционной планки, что приводит к гашению колебаний.

Приведенные в докладе [70] результаты расчетов показали, что введение в эксплуатацию гасителей колебаний с оптимальными параметрами улучшает динамические качества тепловоза модели ЧМЭ-3, при этом коэффициент вертикальной динамики тележки во всем диапазоне изменения скорости движения экипажа не превышает допустимого значения, равного 0,3.

Предлагаемое в авторском свидетельстве [71] устройство передает нагрузку от надрессорной балки тележки через прокладку и нажимной конус на раздвижные клинья. При деформациях рессорного подвешивания эти клинья перемещаются внутри стакана, прижимаясь к его стенкам, благодаря чему между соприкасающимися цилиндрическими поверхностями развиваются силы трения. В порожнем режиме, когда деформации невелики, перемещение клиньев относительно стенок стакана происходит в верхней его части. При этом сила трения пропорциональна величине поджатия пружины. В груженом режиме, когда деформации увеличиваются, клинья перемещаются в нижнюю часть стакана, приближаясь к магниту. По мере увеличения перекрытия клиньев и магнита сила прижатия раздвижных клиньев к стенкам стакана под действием силы притяжения магнитов резко увеличивается, а значит резко возрастает сила трения. Таким образом, введением магнита удается получить необходимые характеристики при груженом и порожнем режимах вагона.

Авторы патента [72] предлагают усовершенствование клина фрикционного гасителя, предусматривающее утолщение той части вертикальной стенки клина, которая подвергается наибольшему износу при взаимодействии с наличниками колонок боковины. У стандартного клина с двумя наклонными поверхностями максимальный износ в эксплуатации наблюдается на нижней части стенки. Для увеличения срока службы такого клина нижняя часть стенки постепенно утолщается за счет наклона внутренней поверхности стенки с плавным радиусом сопряжения с опорной площадкой клина.

Фрикционный гаситель колебаний, предложенный в [73], способствует улучшению динамических качеств грузового вагона. Вертикальные перемещения через шарообразный выступ клина, сферическую лунку и обоймы передаются вкладышу. Благодаря такой конструкции контактные усилия между сменным вкладышем и накладкой распределяются равномерно, обеспечивая равномерный износ всей рабочей поверхности, что способствует стабильной работе гасителя.

В патенте [74] предложено несколько вариантов амортизаторов, предназначенных в основном для гашения вертикальных колебаний и устанавливаемых в автосцепке. В качестве упругого элемента использованы объемные детали из современных эластомеров, включая резину и пластические массы с заданными свойствами упругости на растяжение, сжатие, сдвиг или изгиб. В качестве примера на рис. 1.14 приведен амортизатор, содержащий стальной

шток 138 с опорным пятником 128. На этот шток одеты тонкостенные стальные цилиндры 150 и 154, причем последний имеет опорный торец 158, а оба цилиндра сцеплены загнутыми концами 152 и 156. К наружным поверхностям этих цилиндров привулканизированы упругие элементы 146 кольцевой формы, предварительно сжатые с натягом шайбой 160, соединенной с цилиндром 150 сварным швом 166 так, что амортизирующий узел представляет собой комплект 148 упругих элементов, сжимаемых между торцевыми шайбами 160 и 158. При сжатии наружные поверхности 144 и 168 увеличиваются в диаметре, а внутренние полости 170 уменьшаются в объеме. Необходимые параметры по жесткости обеспечиваются изменениями количества эластомерных колец 146 или их размеров, а также степенью предварительного натяга.

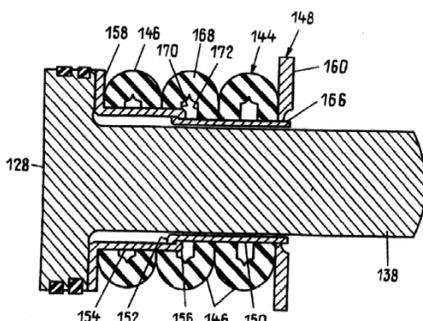


Рис. 1.14. Амортизатор по патенту [74]

1.5. Амортизаторы удара

К амортизаторам удара относятся амортизирующие устройства, предназначенные для защиты как конструкции вагона, так и груза: поглощающие аппараты автосцепки, буферные амортизирующие устройства, амортизирующие устройства вагонов с подвижной хребтовой балкой и амортизирующие устройства подвижных настилов [75].

На некоторых типах рельсовых экипажей, предназначенных для перевозок особо чувствительных к продольным ударным нагрузкам грузов, а также на вагонах с подвижной хребтовой балкой [75] наряду с концевыми поглощающими аппаратами применяются дополнительные специализированные амортизирующие устройства центрального типа.

Большая часть подвижного состава в странах, входивших в состав СССР, оборудована пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами шестигранного типа. К их числу относятся аппараты Ш-1-ТМ (рис. 1.15, а), которыми оснащены четырехосные грузовые вагоны постройки до 1979 г. Начиная с 1979 г. указанные вагоны оборудуются преимущественно аппаратами Ш-2-В (рис. 1.15, б). Для восьмиосных вагонов, а также восьмиосных тепло-

возов применяются аналогичной конструкции аппараты типа Ш-2-Т (рис. 1.15, в), которые имеют отличные от аппаратов Ш-1-ТМ и Ш-2-В габаритные размеры. Следует отметить, что детали рассмотренных выше аппаратов не взаимозаменяемы.

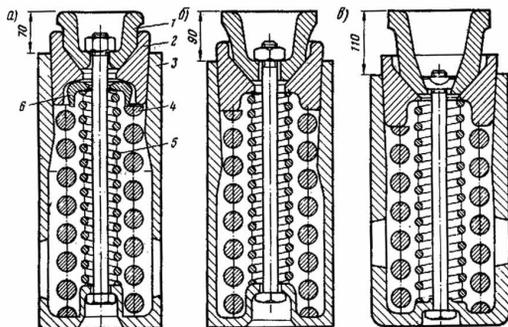


Рис. 1.15. Пружинно-фрикционные поглощающие аппараты шестигранного типа Ш-1-ТМ (а), Ш-2-В (б), Ш-2-Т (в)

Пружинно-фрикционные поглощающие аппараты шестигранного типа имеют корпус 3 с шестигранной горловиной, в которой размещены нажимной конус 1 и три клина 2. Между клиньями и дном корпуса 3 аппарата находятся пружины 4 и 5 подпорного комплекта. В аппарате Ш-1-ТМ имеется шайба б, которая у аппаратов Ш-2-В и Ш-2-Т отсутствует и за счет этого увеличивается высота пружины.

Большая часть (75...90 %) воспринимаемой аппаратами данного типа кинетической энергии соударяющихся вагонов преобразуется в основном в тепловую энергию фрикционного взаимодействия деталей фрикционного узла и частично в потенциальную энергию сжатия пружин 4 и 5.

Поглощающий аппарат Ш-1-ТМ (см. рис. 1.15, а) имеет максимальный рабочий ход 70 мм и установочные размеры 230×318×568 мм. Энергоемкость аппарата в состоянии поставки (неприработанного) составляет около 25 кДж. Энергоемкость приработанного аппарата, которую он приобретает после одного-двух лет эксплуатации, – 50 кДж при продольной силе 2,5...3 МН, что позволяет производить соударения грузовых вагонов с массой брутто 84 т со скоростями до 2,22 м/с.

Из зависимости усилия сжатия аппарата от скорости соударения (рис. 1.16) видно, что соударение вагонов со скоростями выше 2,5 м/с сопровождается закрытием приработанных поглощающих аппаратов. Закрытие аппаратов после выбора их рабочего хода приводит к передаче значительных продольных динамических воздействий на конструкцию вагона и груз, что может привести к их повреждению.

Поглощающий аппарат Ш-2-В (см. рис. 1.15, б) имеет установочные размеры 230×318×568 мм и максимальный рабочий ход 90 мм. Энергоемкость

аппарата в состоянии поставки составляет около 25 кДж, а в приработанном состоянии – 60 кДж при продольной силе 2 МН. Соударения грузовых вагонов с массой брутто 85 т, оборудованных данными аппаратами, показали, что продольной силе 2 МН соответствует скорость соударения 2,78 м/с (см. рис.1.16). Закрытие аппаратов Ш-2-В происходит при скоростях соударения вагонов свыше 3,06 м/с.

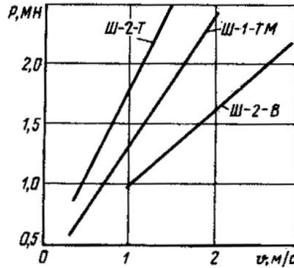


Рис. 1.16. Зависимости усилия сжатия аппаратов типов Ш-1-ТМ, Ш-2-В и Ш-2-Т от скорости соударения вагонов

Неприработанные аппараты типа Ш-2-Т имеют энергоемкость около 30 кДж. После приработки энергоемкость аппаратов составляет 65 кДж, что позволяет производить соударения восьмисосных вагонов с массой брутто 172 т со скоростями до 1,83 м/с при продольной силе $P = 2,5$ МН (см. рис. 1.16).

Пружинно-фрикционный поглощающий аппарат ЦНИИ-Н6 (рис. 1.17) включает в себя пружинную и пружинно-фрикционную части, соединенные последовательно. Пружинно-фрикционная часть состоит из шестигранной горловины 9, трех фрикционных клиньев 10, нажимного конуса 11, шайбы 1, наружной 2 и внутренней 3 пружин.

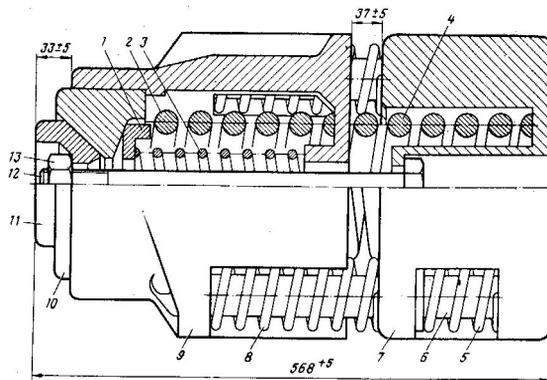


Рис. 1.17. Поглощающий аппарат ЦНИИ-Н6

В состав пружинной части входят основание 7, центральная пружина 4, четыре большие угловые пружины 8, четыре малые угловые пружины 5 и четыре упорные стержня 6. Пружины 8 идентичны пружине 3, а пружина 4 – пружине 2. Малые угловые пружины отличаются от больших угловых пружин только меньшим количеством витков. Большие угловые пружины расположены в нишах горловины, а малые – в нишах основания. Стержни 6 размещены внутри угловых пружин 5 и 8 и разделяют их средней утолщенной частью. Обе части аппарата стягиваются болтом 12 и гайкой 13.

Действие поглощающего аппарата ЦНИИ-Н6 заключается в следующем. В результате приложения нагрузки к нажимному конусу или основанию аппарата сначала происходит сжатие центральной 4 (см. рис. 1.17) и четырех больших угловых 8 пружин. Затем, после касания приливов горловины 9 упорных стержней 6, также сжимаются малые угловые пружины 5. Их сжатие происходит на размер зазора (37 ± 5) мм между горловиной 9 и основанием 7. В это же время начинается сжатие пружинно-фрикционной части, усилие начального сопротивления которой составляет около 120 кН.

Таким образом, переход от работы пружинной части к пружинно-фрикционной происходит без скачкообразного увеличения жесткости аппарата вследствие наличия промежуточного этапа одновременного сжатия обеих частей в интервале усилий 120...280 кН.

Номинальная конечная сила сопротивления приработанного аппарата составляет 1,5 МН. Действительная сила закрытия аппарата в большой степени определяется углом наклона рабочих поверхностей фрикционных деталей в пределах производственных допусков, а также значением коэффициента трения, зависящим от степени приработки этих поверхностей. Наличие фрикционной части также обуславливает возможность заклинивания аппарата.

При снятии нагрузки сначала расправляется только пружинная часть, затем пружинно-фрикционная.

Силовая статическая характеристика (зависимость силы сопротивления P от хода X) аппарата (рис. 1.18) получена опытным путем – сжатием на гидравлическом прессе.

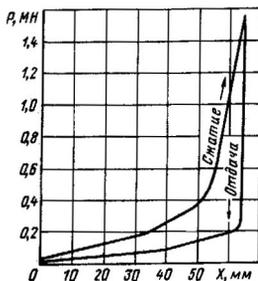


Рис. 1.18. Силовая характеристика аппарата ЦНИИ-Н6

Пружинная часть аппарата, имеющая малое сопротивление в начале сжатия и достаточно высокое в конце, обеспечивает плавность хода пассажирского поезда в нормальных эксплуатационных условиях (частые изменения усилий в момент трогания поезда с места, регулировочное служебное торможение и т. д.). При более тяжелых эксплуатационных условиях (экстренное и полное служебное торможение, случайные толчки большой силы во время движения поезда и на маневрах) смягчение ударов обеспечивается пружинно-фрикционной частью аппарата.

После полного сжатия аппарата усилие передается непосредственно через горловину и основание без участия пружин, так как они, как и в аппарате Ш-1-ТМ, не сжимаются до соприкосновения витков даже при неблагоприятных производственных допусках и износах деталей.

Энергоемкость аппарата 15...24 кДж является достаточной для пассажирских поездов длиной до 18 вагонов, однако не удовлетворяет требованиям перспективных условий эксплуатации.

Коэффициент необратимого поглощения энергии также зависит от действительных параметров рабочих поверхностей фрикционных деталей и равен 70...75 %. Масса аппарата составляет 169 кг.

Вагоны зарубежных железных дорог оборудованы в основном фрикционными поглощающими устройствами различного типа. Однако их недостаточная энергоемкость, специализация по типам вагонов, а также коммерческие соображения привели к созданию широкого многообразия конструкций с различными принципами работы.

Техническими требованиями американских железных дорог минимальная энергоемкость поглощающего аппарата автосцепки в приработанном состоянии предусматривается около 50 кДж при продольной силе 2,23 МН.

Среди концевых поглощающих аппаратов наиболее широко распространены пружинно-фрикционные аппараты компаний «Майнер» и «Кардвелл Вестингауз».

Поглощающий аппарат ПМК-110А (рис. 1.19) относится к аппаратам пружинно-фрикционного типа, у которого в целях повышения энергоемкости и стабильности характеристик применены в качестве фрикционных элементов металлокерамические пластины. Аппаратами данного типа оборудуются вагоны рефрижераторного подвижного состава, платформы для перевозки контейнеров и частично восьмьюосные вагоны. Поглощающий аппарат ПМК-110А имеет рабочий ход 110 мм.

Энергоемкость поглощающего аппарата ПМК-110А в состоянии поставки составляет около 35 кДж. Его работа в условиях эксплуатации характеризуется более высокой скоростью приработки, чем у поглощающего аппарата Ш-2-В. Энергоемкость приработанных поглощающих аппаратов ПМК-110А при продольной силе 2 МН составляет 70...85 кДж.

В России создан новый амортизатор удара для железнодорожных вагонов ПМКП-110 на базе серийного аппарата ПМК-110А, подпорные пружины которого заменены полимерными элементами (рис. 1.20) [76].

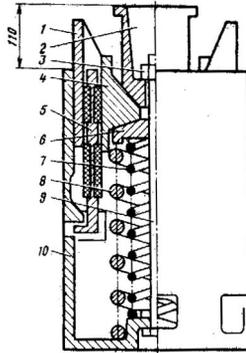


Рис. 1.19. Пружинно-фрикционный поглощающий аппарат ПМК-110А с металлокерамическими элементами

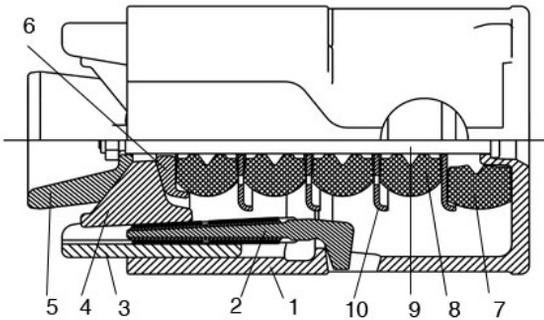


Рис. 1.20. Поглощающий аппарат ПМКП-110

Аппарат состоит из корпуса *1*, в котором расположены нажимной клин *5*, фрикционные клинья *4*, контактирующие с опорной плитой *6*, подвижные фрикционные пластины *3*, неподвижные фрикционные пластины *2* с износостойчивыми металлокерамическими элементами. Плита опирается на комплект из пяти упругих полимерных блоков *7, 8*, разделенных центрирующими пластинами *10*. Аппарат удерживается в сборе стяжным болтом с гайкой *9* и имеет конструктивный ход 110 мм.

Использование полимерного упругого блока повышает полноту и энергоемкость силовых характеристик амортизатора. Это достигается за счет повышения жесткости подпорного комплекта, что позволяет уменьшить управляющие углы клиновой системы и, соответственно, стабилизировать трение

на вспомогательных поверхностях. Кроме того, демпфирующие свойства полимеров значительно снижают фрикционные автоколебания, сопровождающие ударное сжатие аппарата.

Полимерные блоки изготовлены из полиэфирных термоэластопластов, к ним относятся материалы типа «Nytrel» (США), «Durel» (Германия) и «Беласт» (Беларусь). Перспективность таких материалов определяется сочетанием требуемых показателей податливости и диссипативных свойств при высокой технологичности и возможности утилизации элементов, исчерпавших свой ресурс. Профиль боковой поверхности, внутренняя выточка блока, ее глубина и форма определяются расчетно-экспериментальным путем из условий получения необходимой жесткости и начальной затяжки пакета блоков, коэффициента полноты силовой характеристики и ее стабильности.

Обширные испытания позволили выбрать геометрические параметры аппарата ПМКП-110, обеспечивающие выполнение нормативов класса Т1. По сравнению с серийными аппаратами ПМК-ПОА-К23 аналогичные характеристики аппаратов ПМКП-110 обладают большей полнотой благодаря снижению интенсивности скачков сил трения при ударном сжатии.

На рис.1.21 представлены зависимости максимальной силы удара от начальной скорости удара для различных фрикционных поглощающих аппаратов. Повышенная энергоемкость упругого полимерного подпора (более 20 кДж вместо 12 кДж при применении пружинного комплекта) существенно повысила эффективность работы аппарата ПМКП-110. Нормативная энергоемкость 70 кДж достигается при силе 1,95 МН, нормативная максимальная энергоемкость 90 кДж – при силе 2,6...2,8 МН.

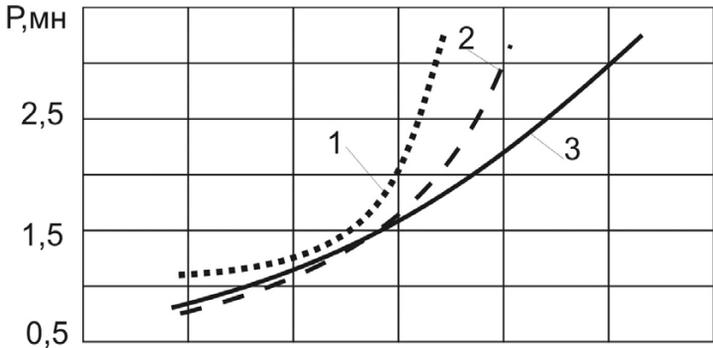


Рис. 1.21. Зависимость максимальной силы удара от начальной скорости удара для различных поглощающих аппаратов:
 1 – Ш-2-В; 2 – ПМК-110-К-23; 3 – ПМКП-110А-К23

Поглощающий аппарат Ш-6-ТО-4 (рис. 1.22) разработан для грузового четырехосного подвижного состава и относится к аппаратам пружинно-фрикционного типа. Он имеет шестигранную схему фрикционного узла по типу аппаратов Ш-1-ТМ и Ш-2-В, но другое конструктивное исполнение.

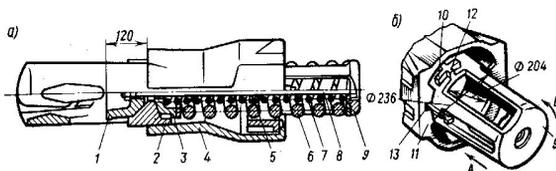


Рис. 1.22. Поглощающий аппарат Ш-6-ТО-4

Состоит аппарат из корпуса 4 (рис. 1.22, а), выполненного как одно целое с тяговым хомутом, съемного днища 9, нажимного конуса 1, фрикционных клиньев 2, опорной шайбы 3, наружной пружины 6, внутренних пружин 7 (между которыми установлена промежуточная шайба 5), стяжного болта 3 с гайкой. Рабочий ход аппарата составляет 120 мм. Энергоемкость аппарата в состоянии поставки составляет около 40 кДж, а в приработанном состоянии при продольной силе 2 МН – 85...90 кДж.

Из зависимости усилия сжатия P аппарата от скорости соударения v (рис. 1.23) видно, что продольной силе 2 МН соответствует скорость соударения четырехосных полувагонов массой брутто 88 т, равная 2,92 м/с.

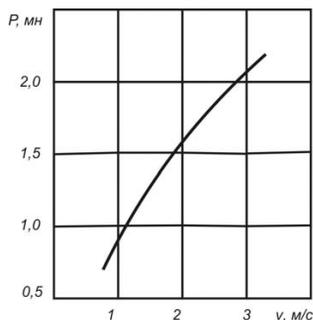


Рис. 1.23. Зависимость усилия сжатия аппаратов Ш-6-ТО-4 от скорости соударения вагонов

Поглощающий аппарат Ш-6-ТО-4 имеет увеличенную начальную затяжку, которая в приработанном аппарате равна 400...600 кН, что является причиной более продолжительного периода его приработки в эксплуатации.

Ш-6-ТО-4 взаимозаменяем с аппаратами Ш-1-ТМ и Ш-2-В по установочным размерам. Однако следует отметить, что при установке его на вагоны прежней постройки требуется модернизация упоров для обеспечения возможности свободного размещения между ними съемного днища.

Поглощающий аппарат Ш-6-ТО-4У (рис. 1.24, а) является вариантом исполненный аппарата Ш-6-ТО-4. В этом аппарате отсутствует стяжной болт с гайкой. Узел соединения корпуса 1 со съемным днищем 7 с использованием сухарей изображен на рис. 1.24, б. Сборка поглощающего аппарата

Ш-6-ТО-4У производится в такой последовательности. Корпус 1 устанавливается вертикально хомутовой частью вниз. На упорах 2 хомута укладывают упорную плиту 3 аппарата. Через отверстие в заднем торце корпуса в горловину 6 устанавливают конус 4, фрикционные клинья 5, а на них – шайбу и далее пружины 11 и 12. На пружины надевают съемное днище 10 и разворачивают его так, чтобы заплечики 8 разместились за буртиками 13 корпуса. Далее пружины поглощающего аппарата поджимают до такой степени, чтобы в отверстие корпуса можно было ввести сухари 9 до соприкосновения их по всей длине с цилиндрической перемычкой днища. После этого нагрузка, сжимающая подпорный комплект поглощающего аппарата, снимается, а сухари самоустанавливаются в распор между буртиками 13 корпуса и заплечками 8 днища.

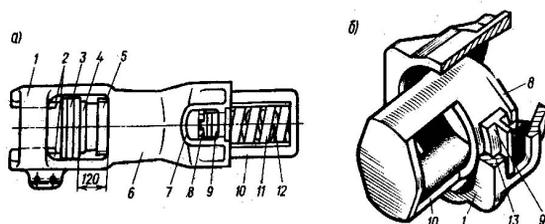


Рис.1.24. Поглощающий аппарат Ш-6-ТО-4У:

a – общий вид; *б* – узел соединения корпуса со съемным днищем с использованием закладного элемента в виде сухаря

Поглощающий аппарат ПФ-4 (рис. 1.25) состоит из корпуса б коробчатого сечения, в котором размещен сменный фрикционный узел, взаимодействующий через центральную опорную плиту 7 с подпорным комплектом. Корпус поглощающего аппарата выполнен в виде единой отливки с тяговым хомутом. Фрикционный узел включает в себя распорный клин 12, опирающийся своими наклонными поверхностями на подвижные клинья 2, подвижные плиты 1, устанавливаемые в продольном направлении на поперечных ребрах корпуса, неподвижные клиновые вкладыши 5 и боковые вкладыши 3, отбойную пружину 4 и центральную опорную плиту 7.

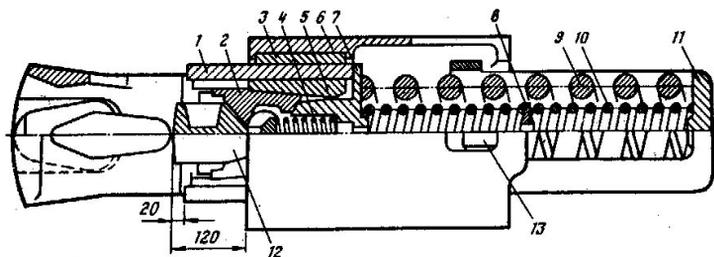


Рис. 1.25. Поглощающий аппарат ПФ-4

Подпорный комплект поглощающего аппарата включает в себя силовые наружную пружину 9 и внутренние 10 с промежуточной шайбой 8, размещаемые в удлинителе 11, который монтируется в корпусе через отверстие в днище.

Рабочий ход поглощающего аппарата составляет 120 мм. Энергоемкость в состоянии поставки – 60...70 кДж, в приработанном состоянии при продольной силе 2 МН – 90...100 кДж.

Работа аппарата ПФ-4 характеризуется высокой скоростью приработки и для условий эксплуатации оценивается периодом 0,5...1 год.

Из зависимости усилия сжатия P аппарата ПФ-4 от скорости соударения v (рис. 1.26) видно, что продольной силе 2 МН соответствует скорость соударения четырехосных полувагонов с массой брутто 94...95 т, равная 3,07 м/с.

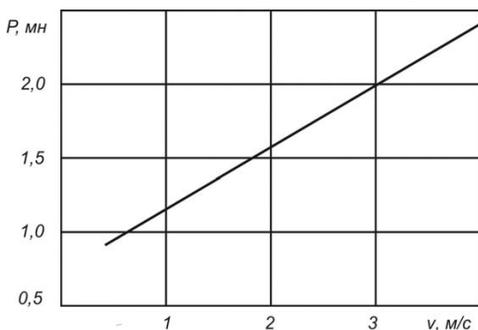


Рис. 1.26. Зависимость усилия сжатия аппаратов ПФ-4 от скорости соударения вагонов

Поглощающий аппарат функционирует следующим образом. При действии сжимающих сил от автосцепки через упорную плиту распорный клин перемещает подвижные клинья 2 относительно неподвижных клиновидных вкладышей. В начале сжатия аппарата плиты 1 остаются неподвижными относительно клиновых и боковых вкладышей 5 и 3. От подвижных клиньев усилие передается на центральную опорную плиту, которая, перемещаясь вместе с подвижными клиньями, взаимодействует с силовыми пружинами. Такая кинематика движения деталей фрикционного узла соответствует первой ступени сжатия аппарата и заканчивается в момент соприкосновения упорной плиты с торцами подвижных плит. При дальнейшем сжатии начинают перемещаться зажатые между неподвижными клиновидными и боковыми вкладышами подвижные плиты. В момент начала движения плит 7 сила сопротивления аппарата скачкообразно возрастает. Отбойная пружина обеспечивает отжатие распорного клина от подвижных клиньев на обратном ходе аппарата после прекращения действия отжимающих его усилий, что полностью исключает возможность заклинивания аппарата на ходе восстановления.

Поглощающий аппарат ПГФ (рис. 1.27) относится к аппаратам комбинированного типа – гидрофрикционным. Он включает в себя фрикционные и гидравлические узлы, обеспечивающие поглощение ударной энергии благодаря работе сил фрикционного взаимодействия деталей фрикционного узла с силовой пружиной и сопротивлению гидроусилителя в результате перетекания рабочей жидкости из камеры высокого давления в камеру низкого давления гидроусилителя.

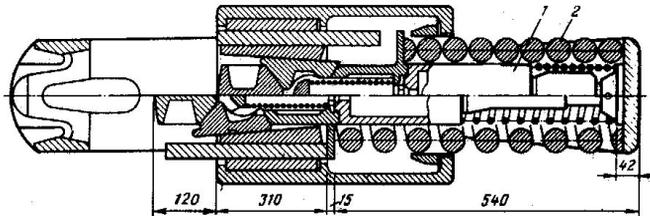


Рис. 1.27. Поглощающий аппарат ПГФ-4

Аппарат ПГФ имеет аналогичную конструкцию с аппаратом ПФ и отличается от последнего наличием гидроусилителя 1, размещаемого во внутреннем пространстве наружной пружины 2.

Гидроусилитель аппарата ПГФ (рис. 1.28) относится к гидравлическим устройствам клапанного типа. Особенностью его работы является автоматическая подстройка сопротивления в зависимости от скорости соударения вагонов. Характер изменения сопротивления определяется двумя режимами нагружения: квазистатическим и динамическим.

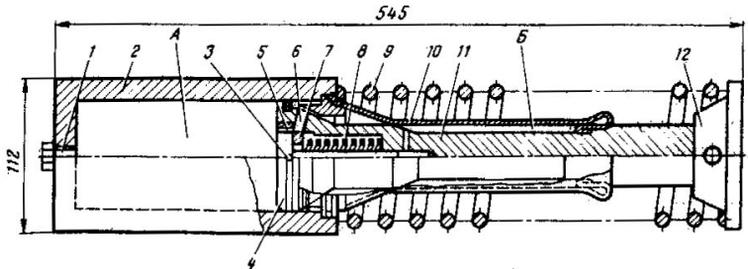


Рис. 1.28. Гидроусилитель аппарата ПГФ-4

При квазистатическом режиме сжатия аппарата происходит одновременное сжатие и гидроусилителя. Цилиндр 2 гидроусилителя перемещается относительно штока 11. При этом рабочая жидкость (АМГ-10) из камеры А через отверстие в поршне 4 и щель дифференциального клапана 7, поджатого пружиной 8, и далее через сливные отверстия 5 протекает в компенсационную камеру 6, образованную резиноканевым сильфоном 10. Сила сопротивления гидроусилителя при таком режиме нагружения незначительна. Это

объясняется тем, что при таких скоростях сжатия гидравлическое сопротивление проходных отверстий мало и рабочая жидкость свободно перетекает из камеры *A* в компенсационную камеру *B*.

При ударном нагружении аппарата, имеющем место при маневровых соударениях вагонов и в переходных режимах движения поезда, происходит сжатие гидроусилителя с большими скоростями. Это приводит к значительным увеличениям гидравлического сопротивления проходных отверстий в поршне *4* и перепада давления на поршне до значения, на которое настроен дифференциальный клапан. По достижении указанного давления происходит отжатие дифференциального клапана *7* от штифта *3* и увеличение открытия щели сливных отверстий *6*, через которые происходит дросселирование жидкости из камеры *A* в компенсационную камеру *B*.

После прекращения действия на гидроусилитель сжимающих усилий дифференциальный клапан *7* возвращается в исходное положение. Пружина *9*, установленная между цилиндром *2* и крышкой *12*, возвращает гидроусилитель в исходное положение. Одновременно рабочая жидкость из компенсационной камеры *6* через отверстие *5* и щель клапана *7* перетекает в камеру *A*. Заливка гидроцилиндра рабочей жидкостью производится через отверстие *1*.

Характеристики поглощающих аппаратов ПГФ (рис. 1.29) получены при соударении их на четырехосных полувагонах со средней массой брутто 105 т и при соударении восьмиосного тепловоза ТЭМ7 массой 180 т с заторможенной группой вагонов. Как показали испытания поглощающих аппаратов ПГФ на четырехосных вагонах, продольной силе 2 МН соответствует скорость соударения, равная 3,36 м/с, а на восьмиосном подвижном составе при $P=2,5$ МН она равна 2,35 м/с. Энергоемкость аппарата ПГФ при продольной силе 2 МН составляет 140...150 кДж, а при продольной силе 2,5 МН – соответственно 170 кДж.

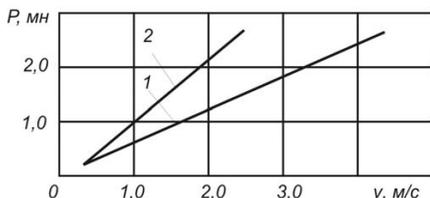


Рис. 1.29. Зависимости усилия сжатия аппаратов ПГФ от скорости соударения транспортных средств:

1 – при соударении четырехосных полувагонов; *2* – при соударении восьмиосного тепловоза ТЭМ7 с заторможенной группой вагонов

Гидрофрикционные поглощающие аппараты типов Н-60 и Н-100 разработаны компанией «Кардвелл Вестингауз» (США) на базе традиционной схемы поглощающего аппарата с использованием пластинчатой схемы frictionного узла (рис. 1.30). Установка в подпорном комплекте аппарата дополнительного гидравлического блока (гидроусилителя) в сочетании с хоро-

шо зарекомендовавшим себя в эксплуатации пружинно-фрикционным механизмом аппарата почти вдвое увеличивает энергоемкость аппарата данного типа по сравнению с аппаратами пружинно-фрикционного типа Н-50 и Н-80.

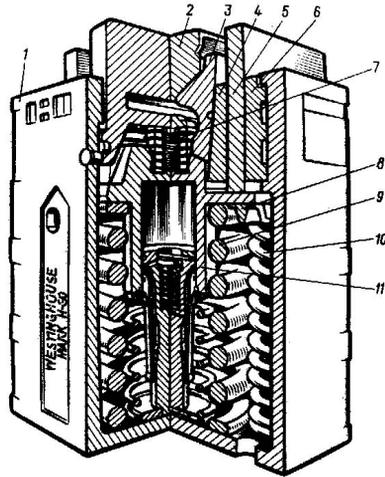


Рис. 1.30. Поглощающий аппарат Н-60 фирмы «Кардвелл Вестингауз»:

1 – корпус; 2 – центральный распорный клин; 3 – фрикционный клин; 4 – клиновидная неподвижная пластина; 5 и 6 – соответственно подвижная и неподвижная фрикционные пластины; 7 – пружина; 8 – опора; 9 и 10 – соответственно центральная и угловая пружины; 11 – нижняя шайба

В конструкции аппарата использован регулирующий элемент в виде прямого дифференциального клапана. Гидроусилитель (гидровставка показана на рис. 1.31) практически не оказывает сопротивления при квазистатических режимах сжатия, однако при режимах ударного нагружения его сопротивление изменяется в зависимости от скорости сжатия аппарата, что в результате обеспечивает эффективную защиту конструкции вагона и груза. Корпус аппарата не подвержен износу, так как сила трения возникает на поверхности смежных пластин. (В некоторых конструкциях – аппараты типа ПМК [78] и АПМ – на пластины наплавлен слой металлокерамики, существенно улучшающий характеристики аппаратов.) Энергоемкость аппарата Н-60 при силе ~2,3 МН составляет 100 кДж. Конструкции этого типа могут работать и без гидравлической вставки, но при этом они имеют меньшую энергоемкость.

Гидравлическая вставка работает следующим образом. При сжатии аппарата плунжер 4 погружается в цилиндр 7. Если скорость сжатия невысокая, то гидравлическая вставка практически не оказывает сопротивления, так как жидкость при малой скорости почти без сопротивления перетекает через отверстия постоянного сечения в торце клапана. По мере увеличения темпа нарастания сжимающей силы повышается давление на клапан 6, подпертый

пружиной 2. При этом пружина сжимается и клапан открывает отверстия в плунжере 4, через которые свободно перетекает жидкость в резинотканевый шеврон 3. Начальное положение клапана фиксируется штифтом 1. Пружина 5 служит для возврата гидравлической вставки в исходное положение.

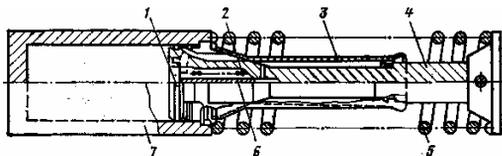


Рис. 1.31. Гидравлическая вставка гидрофрикционного поглощающего аппарата

Поглощающие аппараты типов Н-60 и Н-100 особенно широко применяются на конструкциях вагонов для массовых перевозок контейнеров и контейнеров. Аппарат типа Н-60 рассчитан на установку в стандартный карман размером 625 мм, а аппарат Н-100 на размер кармана 914 мм. Аппараты имеют соответственно рабочий ход 82,5 и 121,2 мм и энергоемкость 110...120 и 130...140 кДж при продольной силе 2,25 МН.

Резинометаллический поглощающий аппарат Р-2П (рис. 1.32) состоит из корпуса 1, нажимной 2 и промежуточной 4 плит, а также комплекта из девяти резинометаллических элементов 3. Каждый элемент имеет два стальные листа толщиной 2 мм, между которыми расположена резиновая часть элемента, выполненная из морозостойкой резины 7-ИРП-1348 с твердостью 65...80 ед. по Шору и жестко связанная вулканизацией с армировочными листами.

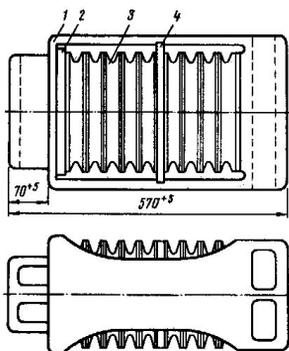


Рис. 1.32. Резинометаллический поглощающий аппарат Р-2П

Резиновая часть элемента по своему периметру имеет параболическую выемку, вследствие чего предотвращается выжимание резины за пределы армировочных листов при полном сжатии аппарата. Толщина каждого элемента составляет 41 мм, поперечные размеры 265×220 мм. В целях исключения относительного смещения резинометаллических элементов при сжатии

аппарата на его днище, нажимной и промежуточных плитах, а также на стальных листах резинометаллических элементов имеются фиксирующие выступы и соответствующие им углубления.

Рабочий ход аппарата равен 70 мм. Аппарат взаимозаменяем с аппаратом ЦНИИ-Н6, а также с аппаратами грузовых вагонов.

При номинальных размерах деталей поглощающего аппарата и пространства для его установки на вагон начальная затяжка составляет 21 мм, чему соответствует усилие около 115 кН. Наибольшее усилие в конце хода при квазистатическом сжатии аппарата не превышает 1,3 МН.

Силовые характеристики резинометаллических аппаратов в частности Р-2П, зависят от скорости их деформации (v , м/с), что определяется явлением рассеивания напряжения в материале с течением времени – релаксацией, которая лежит в основе таких процессов, характерных для деформации резины, как ползучесть и гистерезис. Статическая – при нагружении под прессом (кривая I) и динамическая – при соударении вагонов (кривая II) характеристики аппарата Р-2П приведены на рис. 1.33.

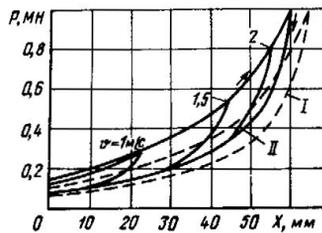


Рис. 1.33. Силовые характеристики аппарата Р-2П

Зависимость продольной силы (рис. 1.34), действующей на вагон, от скорости соударения пассажирских вагонов при установке на них поглощающих аппаратов Р-2П (кривая I) получена опытным путем.

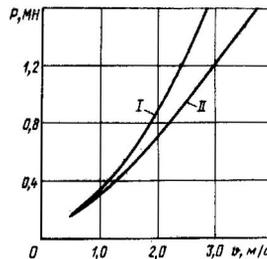


Рис. 1.34. Зависимости усилия сжатия поглощающих аппаратов от скорости соударения пассажирских вагонов (кривые I и II), оборудованных аппаратами типов Р-2П и Р-5П соответственно

При сжатии аппарата на полный ход относительная линейная деформация резиновых элементов составляет 0,27. Коэффициент полноты силовой характеристики при статическом нагружении достигает 0,32, а при динамическом – 0,4. Коэффициент необратимого поглощения энергии соответственно 0,32 и 0,38. При отрицательных температурах повышаются жесткость (на начальном этапе сжатия) и коэффициент полноты силовой характеристики. При этом те же значения энергоемкости и конечного усилия реализуются при меньшем ходе сжатия аппарата.

Разброс значений твердости резины обуславливает соответствующий разброс энергоемкости аппарата, которая составляет 20...25 кДж при статическом нагружении и 25...29 кДж при динамическом. Характеристики каждого отдельного аппарата стабильны. Масса аппарата – 116 кг.

Резинометаллический поглощающий аппарат Р-5П (рис. 1.35) состоит из корпуса-хомута 4, упорной 1 и промежуточных 2 плит, а также комплекта из 16 резинометаллических элементов 3. Эти элементы аналогичны элементам для аппарата Р-2П, однако толщина их уменьшена до 33 мм, а поперечные размеры увеличены до 310×220 мм, что стало возможным благодаря исключению специального корпуса, используемого в аппарате Р-2П, который ограничивал поперечные размеры резиновых элементов в горизонтальной плоскости (в аппарате Р-5П этот размер ограничен лишь расстоянием между стенками хребтовой балки). Корпус-хомут, в котором непосредственно размещены резинометаллические элементы, отличается от обычного хомута наличием площадки, опирающейся на задние упоры, и увеличенными размерами отверстия для клина.

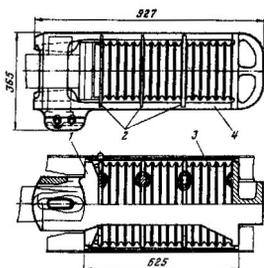


Рис. 1.35. Резинометаллический поглощающий аппарат Р-5П

Ход аппарата увеличен до 80 мм, и поэтому для его полной реализации требуется постановка аппарата на вагон с укороченной ударной розеткой. Установочные размеры аппарата полностью сохранены.

При номинальных размерах деталей аппарата (в первую очередь толщин резинометаллических элементов, имеющих допуски ± 2 мм) и пространства между упорами для его установки на вагон начальная затяжка составляет 34 мм, однако вследствие изготовления резинометаллических элементов с

преимущественно минусовыми допусками начальная затяжка обычно не превышает 18 мм, чему соответствует сила 115 кН.

Таким образом, увеличение количества резинометаллических элементов при одновременном расширении поля допусков на их изготовление требует хотя бы грубого подбора элементов по высоте при сборке аппаратов. В связи с тем что такая операция не технологична, работы по доводке конструкции аппарата продолжают.

Статическая и динамическая силовые характеристики, полученные опытным путем при сжатии на прессе (кривая I) и при соударении вагонов (кривая II), приведены на рис. 1.36. Как видно из рис. 1.34 (кривая II), использование аппарата P-5П по сравнению с аппаратом P-2П обеспечивает снижение продольной силы на значение, которое зависит от скорости соударения и достигает 20...25 % при скорости 3 м/с, что значительно уменьшает вероятность повреждения оборудования вагонов при нарушениях правил маневровой работы.

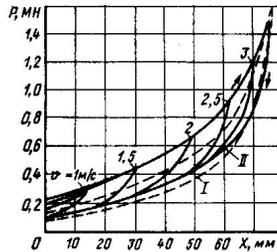


Рис. 1.36. Силовые характеристики аппарата P-5П

При сжатии аппарата на полный ход относительная деформация резиновых элементов с учетом изменения площади их сечения составляет 0,21 (вместо 0,27 у аппарата P-2П). Такое снижение максимального значения относительной деформации увеличивает срок службы резиновых элементов аппарата, являющихся лимитирующими по его долговечности, а также повышает коэффициент полноты силовой характеристики до 0,35 при статическом нагружении и 0,42 при динамическом; вместе с тем коэффициент необратимого поглощения незначительно уменьшился соответственно до 0,31 и 0,36.

Благодаря уменьшению толщины резинометаллических элементов повысилась устойчивость аппарата по сравнению с P-2П, у которого при больших силах наблюдается потеря устойчивости комплекта элементов, при котором жесткость аппарата снижается.

Особенности работы поглощающего аппарата P-5П, определяемые размещением резинометаллических элементов непосредственно в хомуте, заключаются в том, что при действии на автосцепку сжимающих сил хомут не перемещается вместе с ней (как в случае использования аппаратов P-2П) благодаря увеличенной длине отверстия хомута под клин и наличию опорной

площадки, опирающейся на задние упоры. При растягивающих силах, действующих на автосцепку, работа аппарата Р-5П аналогична Р-2П. Таким образом, вследствие снижения трения головной и задней частей хомута об упоры снижается их износ.

Энергоемкость аппарата составляет около 40 кДж при статическом нагружении и 50 кДж при динамическом и также зависит от фактической твердости резины, имеющей большой допустимый разброс по этому параметру (в данном аппарате использована резина марки 7-ИРП-1348, как и в аппарате Р-2П).

Масса аппарата составляет 253 кг, что примерно равно суммарной массе аппарата Р-2П с тяговым хомутом и упорной плитой, входящими в состав аппарата Р-5П.

Компанией «Майнер» (США) совместно с европейскими железными дорогами разработана конструкция резинофрикционного поглощающего аппарата RF-4-31-CF (рис. 1.37), который может быть использован как с обычной, так и с автоматической сцепкой.

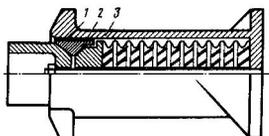


Рис. 1.37. Поглощающий аппарат RF-4-31-CF фирмы «Майнер» (США)

Особенностью конструкции аппарата RF-4-31-CF является применение специальных асбестовых прокладок 1, закрепляемых на четырех клиньях 2 аппарата между их основными поверхностями трения и фрикционными поверхностями корпуса 3. Горловина корпуса аппарата выполнена цилиндрической. Использование специальных прокладок стабилизировало процессы фрикционного взаимодействия деталей и значительно снизило износ рабочих поверхностей. На рис. 1.38 приведены зависимости усилия сжатия P от хода X для режимов статического (кривая 1) и динамического (кривая 2) нагружений аппарата. Статическая и динамическая энергоемкость аппарата составляет соответственно 73,5 и 78,4 кДж.

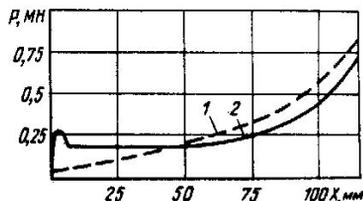


Рис. 1.38. Силовые характеристики аппарата RF-4-31-CF фирмы «Майнер» (США)

Компанией «ЛАФ» (Франция) выпускаются резинометаллические поглощающие аппараты типа 6012 для локомотивов и типа 6002 для грузовых вагонов. Применение специальной резиновой смеси «Стенлаф» для изготовления резиновых элементов аппарата на базе натурального каучука обеспечивает эффективную и стабильную работу амортизаторов при температурах от +20 до -40 °С. Поглощающие аппараты сохраняют работоспособность и при температуре -50 °С и имеют при этом удовлетворительные характеристики.

Отдельную группу образуют гидравлические поглощающие аппараты. Рассмотрим аппарат ГА-500 (рис. 1.39). Работа строится на принципе преобразования кинетической энергии удара движущихся масс вагонов в тепловую энергию посредством дросселирования рабочей жидкости через регулирующие устройства аппарата (см. гл. 6). Аппарат ГА-500 состоит из корпуса 2 и входящего в него плунжера 3. Аппарат содержит пять рабочих камер: *А* и *Б* – газовые камеры; *В*, *Г* и *Д* – гидравлические. Корпус аппарата разделен промежуточным дном 4, в котором крепится регулирующий стержень 5, выполненный с продольными профилированными канавками. В нижней части корпуса установлен плавающий поршень 3, отделяющий газовую камеру низкого давления *А* от гидравлической камеры *Д*. Газовая камера высокого давления *Б* находится в полем плунжере 8 и отделена от гидравлической камеры *Г* дополнительным плавающим поршнем 7. Гидравлические камеры *В* и *Г* разделены жестко закрепленной в плунжере диафрагмой 6, в которой имеется центральное отверстие для размещения в нем регулирующего стержня 5 и дополнительные дроссельные отверстия 7, перекрываемые обратным клапаном. Кроме того, связь гидравлических камер *В* и *Д* осуществляется через дроссельные отверстия в промежуточном дне 4. Зарядка газовых камер азотом осуществляется через штуцера 1, снабженные прямыми клапанами. Зарядное давление газа в камере *А* составляет 3,5 МПа, в камере *Б* – 9 МПа. В качестве рабочей жидкости в аппарате используется масло АМГ-10.

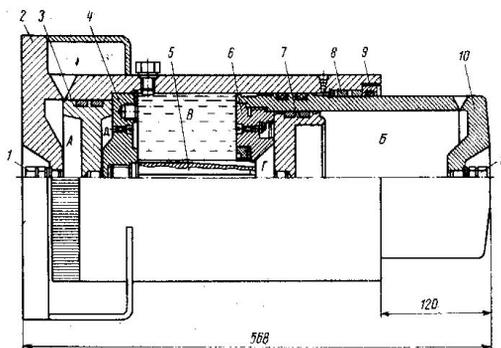


Рис 1.39. Поглощающий аппарат ГА-500

Гидравлический аппарат ГА-500 имеет ход 120 мм. Может быть использован как для четырехосного, так и для восьмиосного подвижного состава.

Аппараты данного типа, так же как и резиновые поглощающие аппараты, в отличие от пружинно-фрикционных конструкций, не требуют приработки и реализуют свою максимальную энергоемкость с момента начала эксплуатации. Из характеристик ГА-500 (рис. 1.40) видно, что энергоемкость аппарата при соударении на четырехосных вагонах с массой брутто 83 т при продольной силе 2 МН достигает 140 кДж, при этом скорость соударения составляет 4,03 м/с, а при соударении аппаратов на восьмиосных вагонах с массой брутто 170 т и при продольной силе 2,5 МН – 170 кДж. При этом безопасная скорость соударения достигает 3,22 м/с.

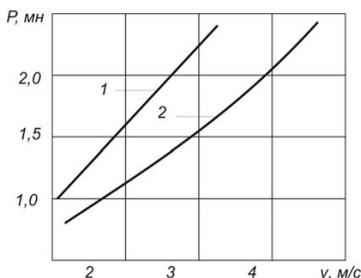


Рис. 1.40. Зависимости усилия сжатия аппаратов ГА-500 от скорости соударения вагонов: 1 – восьмиосных; 2 – четырехосных

В последние годы все более широко применяются поглощающие аппараты с силиконовыми эластомерами, используемыми в качестве рабочей среды. Указанные наполнители имеют высокую стойкость к естественным и искусственным факторам старения. Высокая стабильность этих веществ позволяет успешно применять их в диапазоне температур $-70...+250$ °С. Указанные вещества наряду со свойствами эластичного материала обладают высокой степенью сжимаемости, а также незначительно изменяют вязкость при изменениях температуры, т. е. обладают свойствами жидкости, однако вязкость силиконовых эластомеров значительно выше вязкости амортизаторных масел.

Амортизирующие устройства с использованием силиконовых эластомеров при равных габаритных размерах с прочими амортизаторами имеют простую конструкцию и высокую удельную энергоемкость, приходящуюся на единицу их веса.

Вид силовой характеристики аппаратов этого класса определяется режимами его сжатия. При квазистатическом нагружении перемещение поршня внутрь цилиндра приводит к повышению давления в результате объемного сжатия эластомера. Характер изменения этой зависимости определяется объемом эластомера, площадью сечения поршня и коэффициентом сжимаемости, при этом гистерезис силиконового эластомера практически отсутствует, составляя всего 10...15 %.

При ударных режимах нагружения, которые сопровождаются более высокой скоростью сжатия поглощающего эластомерного аппарата, на поршне

возникают дополнительные силы сопротивления в результате гидравлических процессов перетекания силиконового эластомера через зазоры между поршнем и цилиндром. Это приводит к значительному увеличению энергоемкости аппарата и, как следствие, эффективность его демпфирования возрастает, при этом она зависит от скорости нагружения.

Эластомерный поглощающий аппарат типа DC-12A представлен на рис. 1.41. Он состоит из цилиндра 7, в котором размещен плунжер 2, одновременно являющийся вторым цилиндром, взаимодействующим с плунжером 5, который опирается в дно 7 корпуса 4. Полость плунжера 2 сообщена через калиброванное отверстие 3 с полостью цилиндра 1. Плунжер 2, взаимодействующий с цилиндром 7, уплотнен прокладкой 6. Внутри цилиндра 1 и плунжера 2 находится эластомер.

Аппарат имеет установочные размеры под карман 625 мм. Энергоемкость аппарата при силе сопротивления $P = 1,6$ МН и ходе $X = 110$ мм составляет 120 кДж (рис. 1.42).

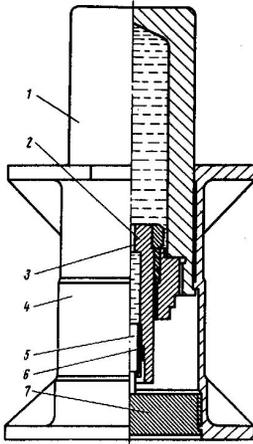


Рис. 1.41. Поглощающий аппарат DC-12A компании «Доманж-Жаррет» (Франция)

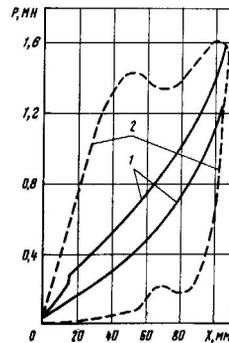


Рис. 1.42. Силовые характеристики аппарата DC-12A фирмы «Доманж-Жаррет»: 1 – статическая; 2 – динамическая

Для особо ответственных перевозок должны использоваться вагоны, оборудованные высокоэффективными аппаратами класса ТЗ. В современной практике по совокупности экономических и технических показателей наиболее перспективными являются амортизаторы, где в качестве рабочего тела используется объемно-сжимаемый высоковязкий полимер (эластомер). Эластомер может одновременно выполнять функцию упругого и демпфирующего элемента. Сжимаемость материала в замкнутом объеме достигает 15...20% при давлении 250...500 МПа. Это позволяет использовать его как гидропру-

жину в режиме медленного сжатия, а применение различных видов дросселирования дает возможность значительно повысить силу сопротивления амортизатора при больших скоростях сжатия.

Таким образом, эластомерные поглощающие аппараты обеспечивают силовые характеристики, близкие к гидравлическим амортизаторам. Амортизирующие устройства с использованием эластомера при равных габаритных размерах по сравнению с другими амортизаторами удара имеют высокую удельную энергоемкость при сравнительно простой конструкции. В то же время высокое давление требует обеспечения прочности рабочих цилиндров и герметичности конструкции, что в сочетании с высокой стоимостью эластомера значительно удорожает изделие.

По классу ТЗ полностью соответствуют стандарту эластомерные аппараты АПЭ-120И, ЭПА-120 с ходом 120 мм разработки российских производственных и научных организаций [76]. Аппарат ЭПА-120 (рис. 1.43) имеет корпус, объединенный с тяговым хомутом. Последнее обстоятельство позволило использовать пространство между задними упорами для размещения дополнительной камеры, заполненной эластомером, что привело к существенному снижению рабочего давления (примерно в 1,5...2 раза по сравнению с аналогичными конструкциями), возможности использования вместо высокопрочных авиационных сталей обычных низколегированных конструкционных и, соответственно, обеспечить меньшую стоимость изделия.

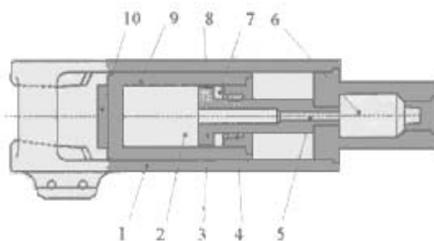


Рис. 1.43. Поглощающий аппарат ЭПА-120

Аппарат состоит из корпуса 1, выполненного как одно целое с тяговым хомутом автосцепки, и дна 6 с дополнительной камерой, размещенной в пространстве между задними упорами автосцепки. В корпусе 1 размещены поршень 3 с полым штоком и полый плунжер 9, между которыми имеется калиброванный зазор 8 переменной величины, являющийся каналом дросселирования. Полости 2 и 7 внутри плунжера 9, 5 внутри штока поршня 3 и дополнительной камеры дна 6 заполнены объемно сжимаемым рабочим телом – эластомерной композицией. Уплотнения 4 обеспечивают герметичность подвижного соединения штока и плунжера.

Для определения основных параметров конструкции аппарата был проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований [76]. Основные динамические показатели поглощающего аппарата ЭПА-120 были

получены на натуральных испытаниях. На ударяющем вагоне устанавливался аппарат Ш-2-В, а на ударяемом – ЭПА-120. Номинальная энергоемкость аппарата составила 152 кДж, максимальная энергоемкость 183 кДж при силе закрытия 2,4 МН.

В ходе ресурсных испытаний проводилась оценка работоспособности поглощающего аппарата в условиях многократного динамического (ударного) нагружения, эквивалентного по введенной в аппарат энергии эксплуатационному нагружению в течение проектного срока службы аппарата. На рис. 1.44 приведены статические силовые характеристики аппарата на разных этапах ресурсных испытаний. Как видно, с ростом введенной в аппарат энергии снижается сила начального сжатия (с 0,29 до 0,06 МН) и сила максимального сжатия аппарата (с 1,58 до 1,14 МН). Статическая энергоемкость аппарата снизилась со 105 кДж в начале испытаний до 60 кДж в конце испытаний.

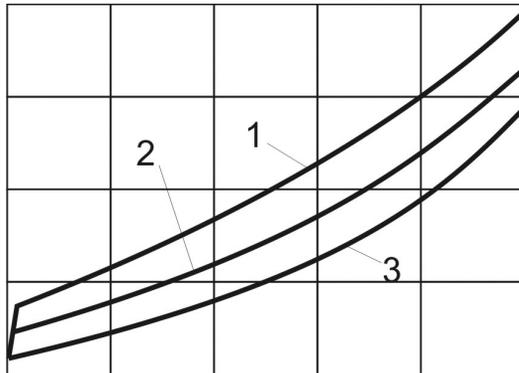


Рис. 1.44. Статистические силовые характеристики аппарата ЭПА-120:
1 – в начале испытаний; 2 – после введения 100 МДж; 3 – в конце испытаний

Изменение динамических силовых характеристик аппарата в ходе ресурсных испытаний отражают графики на рис. 1.45. Видно, что при одинаковых начальных скоростях удара с ростом введенной в аппарат энергии увеличивается ход поглощающего аппарата, максимальная сила удара при этом остается постоянной либо несколько снижается. Номинальная энергоемкость (при силе $P_{\max} \approx 2$ МН) в начале испытаний составила 164 кДж, после окончания ресурсных испытаний – 122 кДж (при силе 1,87 МН). Снижение показателей находится в пределах, допустимых нормами. Осмотр, проведенный после испытаний, показал отсутствие каких-либо отказов или повреждений деталей аппарата [76].

Эластомерный поглощающий аппарат типа SR-24 компании «Майнер» (рис. 1.46) имеет установочные размеры для кармана 625 мм и ход 82 мм [75]. Обеспечивает эффективную защиту при соударении груженных вагонов со скоростями до 3,12 м/с при продольной силе 3,18 МН. Энергоемкость аппарата при продольной силе 2,25 МН составляет 117 кДж.

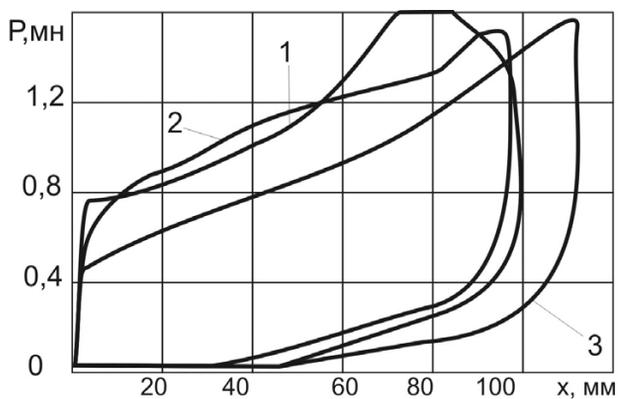


Рис. 1.45. Силовые характеристики аппарата ЭПА-120 для начальной скорости удара 2,6 м/с: 1 – в начале испытаний; 2 – после введения 100 МДж; 3 – в конце испытаний

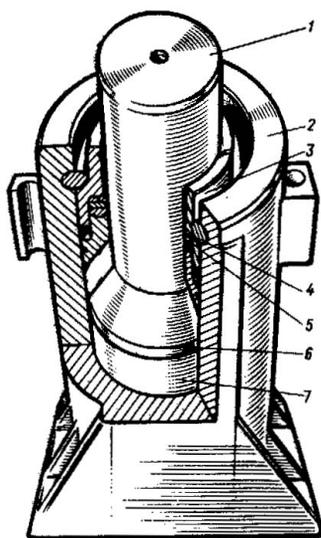


Рис. 1.46. Поглощающий аппарат SR-24 фирмы «Майнер» (США):

1 – плунжер; 2 – корпус; 3 – направляющая втулка; 4 – стопорное кольцо; 5 – узел уплотнения; 6 – поршень; 7 – рабочее тело – силиконовый эластомер

Эластомерный поглощающий аппарат 73ZW предназначен для установки в стандартных автосцепках российских грузовых вагонов и вагонов-цистерн [77].

Поглощающие аппараты фирмы «КАМАХ» типа 73ZW оборудованы высокоэффективными эластомерными амортизаторами, установленными в мощном корпусе. Благодаря плавной характеристике и большому энергопоглощению, сила и ускорение, воздействующие на раму вагона и груз, более низкие, чем в пружинно-фрикционных. В результате сохранность вагона и груза, а также безопасность движения поездов значительно повышается, что особенно важно при перевозке опасных и особо опасных грузов. Применяемое в поглощающих аппаратах амортизирующее вещество «КАМАХИЛ» сохраняет свои физико-химические свойства на протяжении десятилетий, в широком диапазоне температур и экологически безвредно. Поглощающие аппараты 73ZW подвергались в железнодорожных научных организациях Польши и России стендовым и ресурсным испытаниям в широком масштабе начиная с 1990 года. Они подтвердили преимущества 73ZW по сравнению с применяемыми до сих пор аппаратами.

Параметры аппарата 73ZW: конструктивный ход – 90 мм, динамическая емкость – 130 кДж, сила начальной затяжки – 200 кН, статическая сила сопротивления – 1 000 кН, номинальная скорость соударения вагонов – 3 м/с, диапазон рабочих температур – от –60 до +50 °С, масса в сборе – 214 кг.

Обращают на себя внимание не только динамические и силовые характеристики, но и диапазон рабочих температур, который позволяет эксплуатировать вагоны с этими аппаратами в различных географических районах. Кроме того, установочные габариты и конструкция аппарата позволяют проводить его монтаж (и демонтаж) в условиях любого вагонного депо.

Аппарат состоит из корпуса 2, упорной плиты с болтами 3, монтажных планок 4, и эластомерного амортизатора 1. Для предварительного поджатия аппарата в целях облегчения монтажа при постановке на вагон между монтажными планками 4 и приливами корпуса закладываются дистанционные вкладыши 5, которые выпадают при первом сжатии аппарата в процессе маневровых работ (рис. 1.47).

Эластомерный амортизатор 1 типа KZE-5-R2-1 представляет собой цилиндрический корпус из высокопрочной стали, заполненный высоковязким упругосжимаемым рабочим материалом (эластомером) «КАМАХИЛ». При сжатии амортизатора шток входит в корпус и сжимает эластомер, создавая высокое внутреннее давление. При ударном (динамическом) сжатии амортизатора поглощение энергии происходит за счет перетекания (дресселирования) рабочего материала через калиброванный зазор между корпусом амортизатора и поршнем, установленным на штоке. Схема установки аппарата 73ZW на вагон представлена на рис. 1.48.

Эксплуатация аппарата 73ZW без ремонта или замены деталей предусматривается на срок 16 лет или до капитального ремонта вагона. Изготови-

тель установил срок гарантии аппарата на 4 года после изготовления при нормальных (безаварийных) условиях эксплуатации.

Гидравлические концевые поглощающие аппараты типа «Фрейч-Мастер» (рис. 1.49) успешно применяются и хорошо зарекомендовали себя на различных железных дорогах США [75].

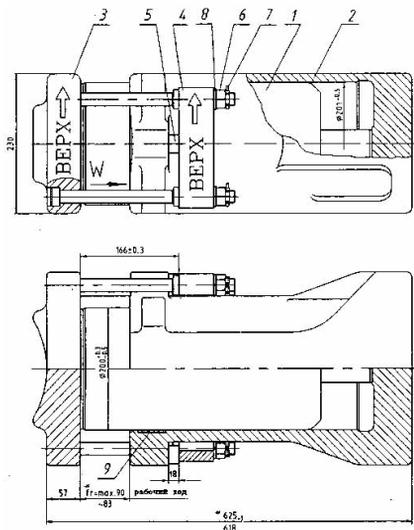


Рис. 1.47. Общий вид аппарата 73ZW:

1 – амортизатор эластомерный; 2 – корпус поглощающего аппарата; 3 – плита упорная; 4 – планка монтажная; 5 – вкладыш дистанционный; 6 – гайка корончатая; 7 – шплинт; 8 – шайба пружинная; 9 – кольцо разрезное

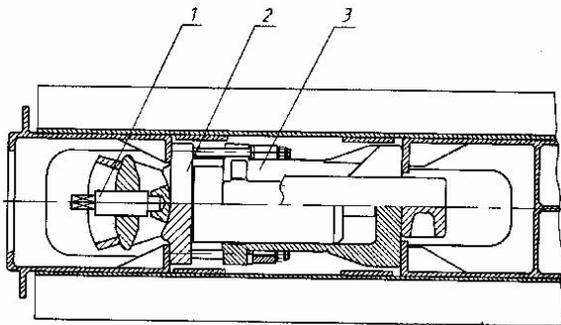


Рис. 1.48. Установка поглощающего аппарата 73ZW на вагон (вид сверху):

1 – трубуцина, 2 – плита упорная 73ZW, 3 – поглощающий аппарат 73ZW

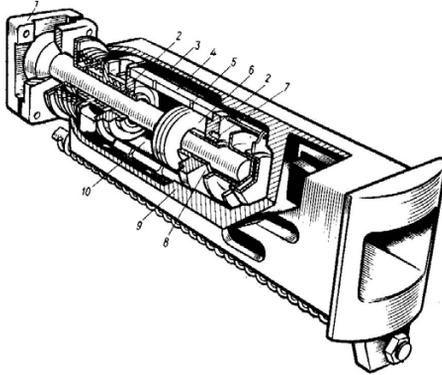


Рис. 1.49. Поглощающий аппарат типа «Фрэйч-Мастер» (США)

Поглощающие аппараты типа «Фрэйч-Мастер» выпускаются с ходом 178, 254 и 381 мм. На рис. 1.50 приведены сравнительные характеристики концевых поглощающих аппаратов различного типа. Как показали испытания этих устройств при продольной силе по автосцепке 2,23 МН, скорость соударения для вагонов с концевыми фрикционными поглощающими аппаратами составила 1,6 м/с, для вагонов с резиновыми поглощающими аппаратами – 1,96 м/с, а для вагонов, оборудованных гидравлическими поглощающими аппаратами типа «Фрэйч-Мастер» с ходом 254 мм, – 4,73 м/с, а с ходом 381 мм – 5,8 м/с.

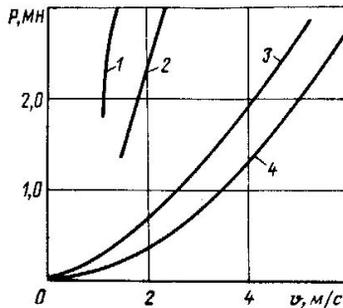


Рис. 1.50. Зависимости усилия сжатия поглощающих аппаратов различных типов от скорости соударения вагонов: 1 – фрикционные; 2 – резиновые; 3 и 4 – типа «Фрэйч-Мастер» с рабочим ходом соответственно 254 и 381 мм

Гидравлический поглощающий аппарат типа «Фрэйч-Мастер» может устанавливаться как на новые, так и на старые вагоны. Он размещается в карманах по концам хребтовой балки.

В корпусе аппарата (см. рис. 1.49) находится гидроцилиндр 4, который образует с ним камеру низкого давления 3 и является также полостью камер

высокого давления 10, которые граничат с компенсационной камерой 8. Камеры высокого и низкого давления сообщены между собой калиброванными отверстиями 5, выполненными в стенках цилиндра 4, и через обратные клапаны 7, установленные в крышках 2 гидроцилиндра. При отсутствии на аппарате нагрузки разделяющий гидроцилиндр поршень 6 находится в среднем положении. Шток, жестко связанный с поршнем, одним концом шарнирно соединен с самоцентрирующейся плитой 1, которая размещается между упорами в хребтовой балке. Такая конструкция аппарата обеспечивает его самоцентрирование, при этом независимо от направления приложения нагрузки (растяжение или сжатие) перемещается корпус аппарата 9, а шток остается неподвижным. В исходное положение аппарат возвращается витыми цилиндрическими пружинами. Поглощение ударных нагрузок происходит благодаря дросселированию рабочей жидкости из камеры высокого давления через калиброванные отверстия 5 и через обратные клапаны 7 в камеру низкого давления 3.

Центральные амортизирующие устройства вагонов с подвижной хребтовой балкой. Несмотря на высокую стоимость оборудования вагона с подвижной хребтовой балкой в комплекте с амортизирующим устройством (стоимость балки составляет до 20 % стоимости вагона), эксплуатация таких вагонов для перевозки ценных и хрупких грузов, чувствительных к продольным ударным нагрузкам в поезде, экономически оправдана. О широком применении вагонов с плавающей хребтовой балкой можно судить по следующим данным: в 1978 г. в эксплуатации в США находилось свыше 300 тыс. таких вагонов; в настоящее время 30 % всех вновь строящихся вагонов оборудуются плавающими хребтовыми балками с мощными центральными поглощающими аппаратами [75].

Подвижная хребтовая балка размещается по продольной оси в раме вагона и связана с ней через амортизирующее устройство. Сцепные устройства по концам хребтовой балки, как правило, включают в себя стандартные поглощающие аппараты фрикционного или резинового типа.

При соударении вагона его конструкция, а также перевозимый груз воспринимают значительно меньшие динамические усилия, так как благодаря наличию концевых поглощающих аппаратов и мощного центрального амортизатора энергия удара рассеивается при относительном продольном перемещении рамы вагона и хребтовой балки. В поезде центральный аппарат воспринимает только динамические силы, вызывающие ускорение кузова вагона, и тормозные статические силы, действующие на вагон со стороны колесных пар. Через этот аппарат не передаются значительные медленно изменяющиеся силы, формирующиеся в поезде во время переходных режимов движения, вызываемых троганием с места, изменением тяги, торможением поезда и его движением по переломам продольного профиля пути.

В зависимости от типа вагонов, их конструкции, характера перевозимого груза применяемые центральные амортизирующие устройства могут иметь максимальный ход 178, 254, 305, 457, 508, 610 и 762 мм.

Известны конструкции амортизирующих устройств вагонов с подвижными хребтовыми балками с применением центрального амортизирующего устройства резинового, фрикционного и гидравлического типов.

Конструкции вагонных рам фирмы «Вэйч эквипмент» типов 32Т, 40, 65 и 90, предназначенные для служебных, изотермических и крытых вагонов, оборудованы плавающей хребтовой балкой [75]. Амортизация продольных нагрузок обеспечивается в них трением подвижной хребтовой балки о кузов вагона, сопротивлением пружин и работой амортизаторов различного типа.

В эксплуатации на железных дорогах США находятся вагоны с подвижной хребтовой балкой, конструкция которой разработана совместно специалистами железной дороги «Саусен Пасифик» и Станфордского научно-исследовательского института (рис. 1.51) [75]. Подвижная хребтовая балка по концам со стороны автосцепок оборудована стандартными поглощающими аппаратами 7, а в центральной части связана с рамой вагона через амортизатор 4 гидрофрикционного типа «Гидро-Фрикцион».

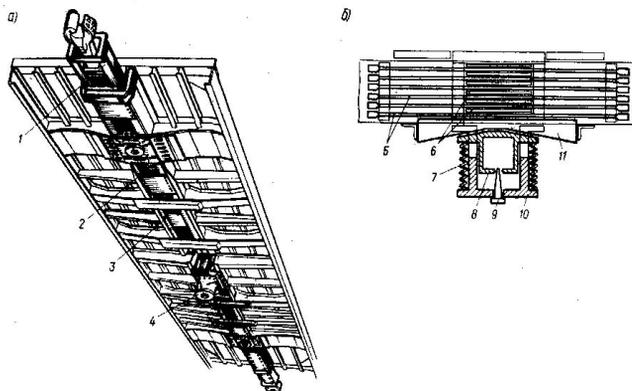


Рис. 1.51. Рама вагона с подвижной хребтовой балкой (а) и центральный гидрофрикционный амортизатор типа «Гидро-Фрикцион» (б)

Конструкция амортизатора включает в себя набор стальных подвижных фрикционных пластин 5, связанных своими концами с подвижной балкой 3 и размещенных последовательно между бронзовыми пластинами 6 корпуса амортизатора, неподвижно закрепленными на раме вагона. Пластины 6 и плита 11 имеют возможность вертикального перемещения относительно корпуса. Нижняя неподвижная плита корпуса выполнена с наклонными поверхностями для взаимодействия с головкой плунжера 8 гидроцилиндра, которая контактирует с плитой 11, выполненной с ответными наклонными поверхностями. Гидравлический цилиндр 10, являющийся корпусной деталью, жестко крепится в средней части рамы вагона. Для возврата подвижной балки в среднее положение между упорами балки и рамы размещены возвратные цилиндрические пружины 2.

Поглощение ударных нагрузок центральным амортизатором при относительном перемещении балки и рамы вагона осуществляется за счет сил фрикционного взаимодействия подвижных 5 и неподвижных 6 пластин. Сила трения между указанными пластинами изменяется за счет сжатия пружин 7 и сопротивления со стороны гидравлического амортизатора, причем сопротивление последнего автоматически регулируется в зависимости от скорости соударения вагона.

Работа гидравлического амортизатора в данной конструкции построена на принципе дросселирования жидкости из камеры цилиндра 10 в камеру плунжера 8 через щель, образованную регулирующим элементом 9 и стенками калиброванного отверстия диафрагмы штока. Центральные амортизаторы типа «Гидро-Фрикцион» рассчитаны на ход подвижной балки 254, 305 и 508 мм. Более поздняя модификация данной конструкции амортизатора получила название «Гидро-Кашшон».

Испытания показали, что при соударении вагонов массой брутто 77 т, оборудованных подвижной хребтовой балкой с центральным амортизатором типа «Гидро-Фрикцион», со скоростью 4 м/с продольная сила составила 1,16 МН [75]. Энергоемкость амортизирующих устройств подвижной балки с центральным амортизатором типа «Гидро-Фрикцион» равна 274...338 кДж при продольной силе 1,33...1,76 МН.

Компанией «Пульман Стандарт» начиная с 1960 г. грузовые вагоны с подвижной хребтовой балкой оборудуются центральными гидравлическими амортизаторами типа «Гидрофрэйм» (рис. 1.52) [75]. В эксплуатации находятся свыше 50 тыс. таких устройств. Указанные амортизаторы выпускаются двух типов: «Гидрофрэйм-40» с максимальным перемещением балки в каждую сторону на 508 мм и «Гидрофрэйм-60» с ходом балки соответственно на 762мм.

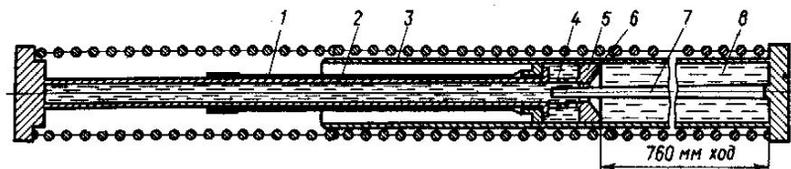


Рис. 1.52. Центральный амортизатор одностороннего действия типа «Гидрофрэйм»

Конструктивно устройство выполнено в виде цилиндра 3, образующего камеру высокого давления, в днище которого установлен регулирующий элемент в виде стержня 7, который свободным концом пропущен через калиброванное отверстие 6 в поршне 5 штока 2 и размещен в полости последнего.

При сжатии амортизатора жидкость из камеры цилиндра 8 через щель между регулирующим стержнем 7 и поршнем 5 и далее через кольцевые отверстия 4 перетекает в компенсационную камеру, образованную резинотка-

невым сильфоном 1 трубчатой формы и штоком 2. Одним концом сильфон 7 закреплен на штоке 2, а другим – на втулке цилиндра.

Применение на подвижном составе европейских железных дорог колеи 1435 мм тяговой сцепки привело к необходимости создания мощных амортизирующих устройств буферного типа. Такие устройства снабжены не только упругими элементами в виде цилиндрических, спиральных пружин, а также упругими элементами, работа которых строится на различных принципах поглощения ударной энергии.

Высокими амортизирующими качествами обладают буферные устройства (рис. 1.53, а) [75], изготавливаемые для подвижного состава польских железных дорог. Данная конструкция выполнена на базе вагонного буфера типа KZE и включает в себя сменную вставку в виде последовательно соединенных витой цилиндрической пружины 5 и эластомерного амортизатора 2. Обладая высокой энергоемкостью при квазистатическом режиме сжатия (35 кДж), буферное устройство данного типа также высокоэффективно и при динамических режимах нагружения (70 кДж). На рис. 1.53, б приведены зависимости усилия сжатия (P) от хода (X) буфера при статическом (кривая 1) и динамическом (кривая 2) режимах сжатия.

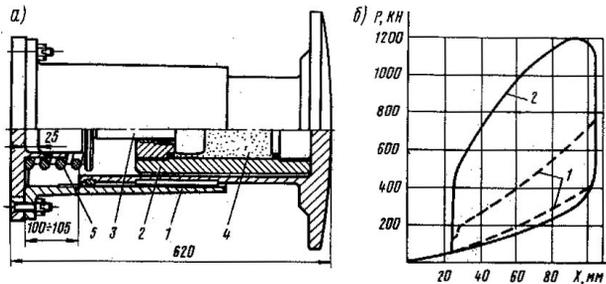


Рис. 1.53. Буфер типа KZE с эластомерным амортизатором (а) и его силовые характеристики (б):

- 1 – корпус буфера; 2 – цилиндр эластомерного амортизатора; 3 – шток с поршнем;
- 4 – рабочее тело – силиконовый эластомер; 5 – цилиндрическая пружина

В странах Европы для перевозки грузов, подверженных разрушениям при воздействии ударных нагрузок, достаточно широко используются платформы с подвижным грузовым настилом или опорами.

На железных дорогах Великобритании широко применяются буферные устройства с гидравлическими вставками серии «ОЛЕО» (рис. 1.54) компании «ОЛЕО Пневматикс» [75]. Буферное устройство работает следующим образом. Когда плунжер 4 перемещается медленно, рабочая жидкость из гидравлической камеры А перетекает в компенсационную камеру В через кольцевой зазор б между профилированным стержнем 3 и диафрагмой 8, при этом перепад давления между указанными камерами незначителен, а сопротивление сжатию определяется давлением на диафрагме.

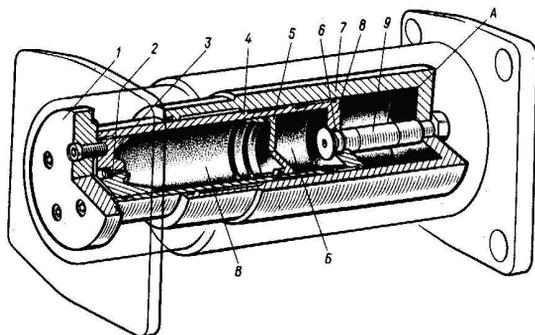


Рис. 1.54. Буфер типа «ОЛЕО»: 1 – упорная плита; 2 – клапан; 3 – концевая упорная втулка; 4 – плунжер; 5 – плавающий поршень; 6 – кольцевой зазор; 7 – цилиндр; 8 – диафрагма; 9 – профилированный стержень; А, Б, В – соответственно гидравлическая, компенсационная и газовая камеры

При более высоких скоростях сжатия дросселирование жидкости из камеры А в камеру В сопровождается значительным перепадом давления на диафрагме, что приводит к увеличению сопротивления сжатию буфера. Компанией «ОЛЕО Пневматикс» для буферов выпускаются гидравлические вставки типов 5С и 4ЕС-80, которые имеют максимальный ход сжатия 105, 110 и 135 мм.

На рис. 1.55 приведены силовые характеристики буферов с гидравлическими вставками при соударении одиночных вагонов массой брутто 80 т.

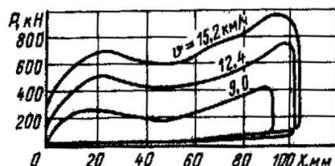


Рис. 1.55. Силовые характеристики буфера типа «ОЛЕО»

Энергоемкость буферов данного типа при ходе 105 мм и продольной силе 1 МН составляет 84 кДж, а при ходе 135 мм при продольной силе 2 МН – 220 кДж.

К амортизирующим устройствам вагонов с подвижными грузовыми настилами можно отнести разработанную фирмой «СЕАГ» (ФРГ) конструкцию платформы (рис. 1.56) [75]. Она включает в себя амортизирующее устройство, выполненное в виде погрузочной плиты 1, которая опирается на раму вагона через ролики 2, передвигающиеся по наклонным поверхностям 3 в ту или иную сторону в продольном направлении в зависимости от направления действия внешних сил. Ролики оборудованы тормозным механизмом. При перемещении плиты в среднее положение тормозной механизм отключается.

Плита имеет возможность перемещения в продольном направлении в обоих направлениях на расстояние до 800 мм, при этом ее подъем в вертикальной плоскости может достигать 100 мм. При перемещении плиты более чем на 700 мм в работу по замедлению перемещения плиты включается дополнительный амортизатор, установленный между погрузочной плитой и рамой вагона. Амортизирующее устройство обеспечивает изменение силы демпфирования пропорционально весу перевозимого груза.

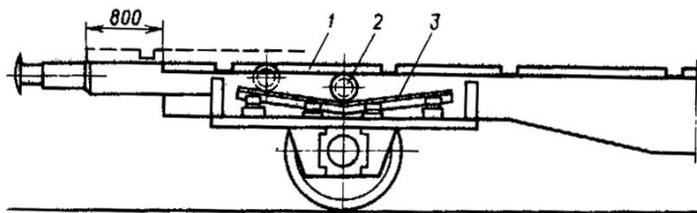


Рис. 1.56. Платформа с амортизирующим устройством в виде подвижного пола

Специализированные вагоны, а также платформы для перевозки контейнеров оборудуются подвижными грузовыми настилами с использованием гидравлических амортизаторов серии «ОЛЕО», а также длинноходовыми амортизаторами, которые в зависимости от типа вагона могут монтироваться по разным схемам.

Например, сдвоенные амортизаторы могут размещаться в центральной части хребтовой балки платформы (рис. 1.57, а) [75]. Груз или контейнер могут иметь специальные упорные элементы или размещаться на промежуточных настилах, которые взаимодействуют с упорными поверхностями концов амортизатора. Рабочий ход амортизаторов может составлять 500...760 мм.

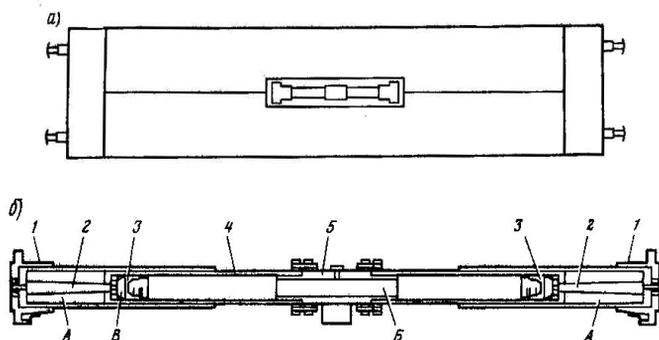


Рис. 1.57. Схема размещения (а) и конструкция (б) центрального амортизатора типа «ОЛЕО» на вагона с подвижным настилом

Амортизатор (рис. 1.57, б) выполнен в виде двух одинаковых цилиндров 1 с камерами высокого давления А, в днищах которых смонтированы регулирующие элементы в виде дроссельных игл 2. Плунжеры 4 двух цилиндров соединены между собой промежуточной втулкой 5 и образуют общую газовую камеру В. Каждый плунжер имеет подвижный плавающий поршень 3, отделяющий гидравлическую камеру плунжера В от общей газовой камеры Б.

Платформы, оборудованные амортизирующими устройствами компании «ОЛЕО Пневматикс», обеспечивают ускорение не более 2g при скорости соударения 4,17 м/с.

1.6. Системы активного подвешивания

Подробно такие системы рассмотрены в [34]. Основной особенностью данных систем является то, что гашение колебаний, а также параметры систем гашения колебаний регулируются в зависимости от условий движения.

Так, в статье [79] рассмотрена теория систем активного подвешивания, которые кроме традиционных упругих и демпфирующих элементов содержат управляющий контур обратной связи с измерителем ускорения, интегратором, суммирующим блоком и силовым исполнительным элементом. Последний может быть выполнен с гидравлическим, пневматическим или электромагнитным приводом, реализующим переменное усилие, сдвинутое по фазе относительно амплитуды колебаний. В зависимости от выбора параметров цепи обратной связи в данной системе реализуется определенная степень гашения колебаний, но полное гашение не рекомендуется для практических систем, так как при этом возрастают усилия в исполнительном элементе. Проанализированы особенности гашения вертикальных, поперечных и продольных колебаний, в частности на высокоскоростном подвижном составе. Указано на возможности существенного улучшения уровня комфорта пассажиров путем установки систем активного подвешивания. Выполнены примеры расчетов активного подвешивания для электропоездов типов TGV, ICE и ETR 500, а также для скоростных пассажирских вагонов, разрабатываемых на вагоностроительном заводе в г. Познань (Польша).

К активным системам гашения колебаний можно отнести электромагнитный гаситель колебаний пассажирского вагона [80]. Он состоит из катушки, которая соединена с генератором переменного тока и шарнирно закреплена на раме тележки. Металлический сердечник размещен в середине катушки и одним концом прикреплен к раме вагона. При подаче переменного тока в обмотку катушки сердечник устанавливается симметрично относительно поперечной оси катушки. Такому размещению сердечника способствует нормальное положение вагона. Колебания кузова вагона в движении гасятся магнитным полем в катушке, сила которого зависит от величины колебаний. Эта система предусматривает применение упреждающего действия, то есть характеристики гасителя могут меняться в зависимости от условий движения экипажа.

Авторами статьи [81] предлагается система активного подвешивания вагонов высокоскоростного поезда железных дорог Японии на основе теории автоматического регулирования. Гидравлический исполнительный механизм заменяет боковой амортизатор между кузовом и рамой тележки при обычном пассивном подвешивании. Выяснено, что активное подвешивание вагона является эффективным средством повышения комфортабельности езды. Поезд с активным подвешиванием обеспечивает комфорт, соответствующий 3-часовому уровню международного стандарта ISO2631 пониженного комфорта при скорости движения поезда 144 км/ч даже при низком качестве рельсового пути местных линий.

На железных дорогах Японии проводились ходовые испытания электропоезда типа WIN 350 при скорости 300 км/ч в целях отработки системы активного пневмоподвешивания с автоматическим регулированием жесткости пневморессоры и коэффициента демпфирования в функции параметров колебаний [82]. Для регулирования на тележке установлены датчики колебаний во всех трех плоскостях. В зависимости от их показаний автоматически изменяется рабочий объем пневморессор центрального подвешивания и сечение калиброванных отверстий, определяющих коэффициент демпфирования колебаний. Сделан вывод о том, что при активном подвешивании кузова существенно улучшается плавность хода вагона в зоне высоких скоростей. Скорректированы некоторые параметры регуляторов активного подвешивания. Испытанная система рекомендована для внедрения на высокоскоростных электропоездах.

В патенте [83] предложено регулировать давление в пневморессорах локомотива или вагона, установленных в системе его центрального подвешивания, причем это регулирование реализуется микропроцессором применительно к конкретным условиям движения в прямом или кривом участке пути и с учетом скорости поезда. При движении в прямом участке пневморессоры регулируются по критерию поддержания кузова в горизонтальном положении, т. е. сводится к минимуму поперечный и продольный крен вагона или локомотива. При движении в кривом участке пути создается принудительный наклон кузова для компенсации поперечного ускорения. Каждая пневморессора регулируется своим электропневматическим вентилем, управляемым от микропроцессора. Программа управления этими вентилями, реализуемая микропроцессором, использует в качестве исходных данных показания датчиков геометрического положения кузова, датчиков давления в пневморессорах, скорости поезда. При этом соблюдены динамические критерии постепенного изменения давления в пневморессорах, чтобы исключить колебательные режимы кузова, главным образом, поперечные колебания. Данное предложение рекомендуется для использования на поездах, которые должны обращаться с повышенной скоростью на существующих линиях железных дорог Японии, где имеется большое количество кривых малого радиуса, требующих снижения скорости.

Авторами патента [84] предлагается опора кузова вагона, имеющего по

крайней мере три управляемых гидроцилиндра, которые одним своим концом через сферический шарнир крепятся к кузову, а другим – шарнирно к ходовому механизму. Управление приводом гидроцилиндров осуществляется с помощью электронных устройств. Один гидроцилиндр расположен горизонтально поперек направления движения, два других – по обе стороны продольной оси вагона. Гидроцилиндры в процессе работы перемещаются по касательной к окружности с виртуальным центром, расположенным на оси симметрии вагона. Данная конструкция проста, занимает мало места, хорошо совместима со ступенью вторичной амортизации в вертикальном и горизонтальном направлениях на закруглении пути.

Системы активного подвешивания перспективны для скоростного подвижного состава, но алгоритмы управления активными силовыми элементами, которые предназначены для сглаживания колебательных процессов в этих системах, недостаточно отработаны, что не обеспечивает хорошего качества сглаживания колебаний. Это положение подтверждается на опытных образцах тележек с активным подвешиванием, а также средствами компьютерного моделирования. Авторами статьи [85] предложено ввести в типовую систему активного подвешивания, содержащую кузов *1* (рис. 1.58), на который действуют возмущения *2*, блок управления *3*. Этот блок работает по сигналам датчиков *4* и *5*, первый из которых замеряет отклонения кузова *1*, а второй – ускорения. Кроме того, на вход датчика *5* поступает сигнал акустического шума *R*, поскольку уровень этого сигнала определяется высокочастотными составляющими ускорения кузова.

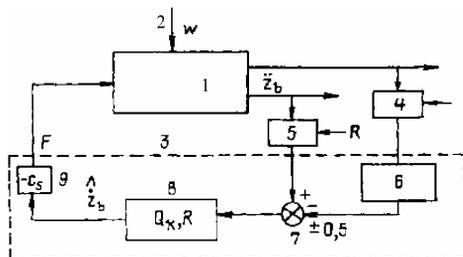


Рис. 1.58. Система управления активным гашением колебаний

Выход датчика *4* – через пороговый элемент *6*, а выход датчика *5* непосредственно поступает на элемент сравнения *7*. Выход последнего через фильтр Кальмана *8* воздействует на силовой активный элемент (актуатор) *9*, который генерирует усилие *F*, сглаживающее колебательные процессы кузова *1*. Рассмотрено несколько вариантов выполнения блоков управления *3* и приведены результаты испытаний методом компьютерного моделирования.

В заявке [86] предложена активная система гашения колебаний виляния тележки *1* (рис. 1.59) с рамой *2* и колесными парами *3-4*, бандажи которых *5-6* в процессе качения по рельсам вызывают вращательные колебания всей тележки *1* вокруг вертикальной оси *A*. Для гашения этих колебаний между

рамой 2 тележки 1 и надрессорной балкой 7 центрального подвешивания устанавливаются силовые управляемые элементы 9 (с каждой стороны тележки 1), причем своим концом 9а этот элемент шарнирно закреплен на раме 2, а другим концом 9б – также шарнирно на надрессорной балке 7. В качестве элементов 9 рекомендуется использовать гидросиловые цилиндры, управляемые от электронной схемы, в состав которой входят датчики поворота рамы 2 относительно кузова вагона. Применение предложенного устройства позволяет существенно сгладить поперечные колебания и улучшить плавность хода тележки и вагона в целом.

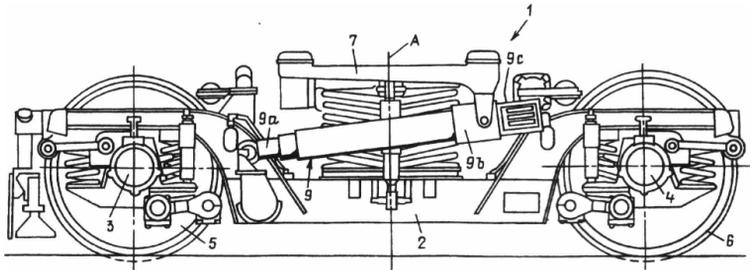


Рис. 1.59. Тележка пассажирского вагона с активной системой гашения колебаний по заявке [86]

В изобретении [87] авторами предлагается способ электронного управления пневматическими рессорами вагона. Каждая из четырех пневморессор оборудована датчиком давления, сигналы от которого поступают на регулятор. Команды от регулятора поступают на управляющий электромагнитный клапан, который связывает пневморессоры с распределительной воздушной магистралью. С помощью электронных устройств происходит сравнение величины разности давления в пневморессорах с установленной величиной этой разности. Когда абсолютное значение разности внутреннего давления пневморессор в передней и задней тележках становится выше установленной величины, от регулятора поступает команда на открывание электромагнитного клапана, в результате чего разность давления во всех пневморессорах исчезает. Электронное управление пневморессорами обеспечивает плавное прохождение кривых и препятствует возникновению колебаний колес.

В предлагаемом устройстве [88] улучшение эксплуатационных характеристик подвески достигается путем повышения быстродействия и обеспечения регулирования частоты собственных колебаний подвески в широком диапазоне частот. В систему подвески введены датчик диагностики работоспособности и датчик механических колебаний подвески, соединенный с фрикционным преобразователем. Органы регулирования каждой пневморессоры автономно подсоединены к блоку управления функционального преобразователя. В качестве рабочего тела гидродемпфера применена магнитореологическая жидкость, а сопротивление гидродемпфера регулируется посредством электромагнитного управления вязкостью рабочего тела.

К системам, улучшающим динамические качества рельсовых экипажей и уменьшающим сопротивление движению, относятся системы наклона кузова и системы поворота тележек. Рассмотрим конструкции некоторых из них.

В статье [89] предложено (рис.1.60) центральное подвешивание кузова 1 пассажирского вагона, состоящего из пневморессор 2 и специальной поперечной балки 3, которая может перемещаться на роликах 4 под действием усилия, создаваемого гидроприводом 5. По отношению к раме тележки 6 обеспечивается угол наклона 7 до $\pm 5^\circ$, что с учетом возвышения 8 наружного рельса пути 9 обеспечивает необходимую компенсацию поперечного ускорения, действующего на пассажира при проходе поездом кривой в плане. Рассмотрены два варианта конструктивного исполнения указанного подвешивания, приведена функциональная схема системы управления наклоном с гироскопическими датчиками, сообщается о результатах испытаний, проанализированы соответствующие осциллограммы.

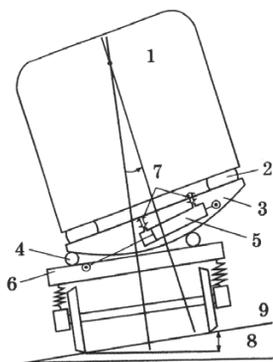


Рис. 1.60. Кинематическая схема гашения колебаний при помощи пневморессор

Авторами патента [90] предлагается гидравлический стабилизатор виляния тележек. Для этого несколько торсионов крепятся горизонтально на кузове поперек продольной оси. Их концы через вертикальные рычаги соединены с гидравлическими демпфирующими элементами. В данной конструкции результирующие силы стабилизации виляния не передаются на кузов (отсутствует стабилизирующий момент вокруг вертикальной оси).

В заявке [91] предлагается гидравлический гаситель колебаний извилистого движения тележки с автоматическим регулированием силы сопротивления в зависимости от скорости перемещений рамы тележки относительно кузова. Гаситель состоит из корпуса с концевыми крышками, внутри которого расположены поршень и неподвижная головка. Поршень разделяет рабочую полость корпуса на камеры С1 и С2, а неподвижная головка – на камеры С2 и С3. Камера С3 соединяется трубопроводом с гидропневматическим аккумулятором. Конструкции поршневой и неподвижной головок идентичны и

имеют: каналы с высоким гидравлическим сопротивлением; канал с низким гидравлическим сопротивлением, оборудованный обратным клапаном; золотник с шариковым фиксатором. При гашении низкочастотных колебаний извилистого движения тележки золотники занимают крайнее левое положение, обеспечивая сообщение камер С1-С2 и С2-С3 через каналы с высоким гидравлическим сопротивлением. В этом случае сила сопротивления гасителя увеличивается пропорционально скорости перемещения поршня в соответствии с характеристикой гидравлического сопротивления дросселей каналов. При внезапном увеличении скорости перемещения поршня во время проезда стрелок или крестообразных пересечений путей гидравлическое сопротивление гасителя резко падает. В этом случае сообщение камер осуществляется через канал с низким гидравлическим сопротивлением. При номинальных скоростях перемещения поршня золотники занимают исходное положение.

Улучшение горизонтальной динамики локомотива в прямых и кривых участках пути достигается за счет следящего устройства [92], состоящего из штоков, которые одними концами через ролики взаимодействуют с криволинейной поверхностью плит на раме кузова, а другими – через пружины прикреплены к надрессорной балке. При движении в кривой и угловых перемещениях кузова и тележки происходит продольное перемещение плит, при этом штоки получают перемещения, деформируя пружины, в которых возникают возвращающие силы.

Устройство для поворота тележки грузового вагона [93] состоит из пневмоцилиндров, в которых при смещении рамы вагона в криволинейных участках пути относительно рамы тележки образуется поворотный момент относительно вертикальной оси тележки.

Для улучшения динамических качеств самих рельсовых экипажей и улучшения условий взаимодействия рельсовых экипажей и пути могут применяться другие устройства различных конструкций для амортизации усилий между экипажами, например [94-96], а также для амортизации элементов верхнего строения пути [97; 98].

2. ФРИКЦИОННЫЕ ПОГЛОЩАЮЩИЕ АППАРАТЫ

Рассмотрим фрикционные поглощающие аппараты. Ниже приведены модели, которые отражают основные свойства этих аппаратов и удобны для расчетов сил и моделирования с помощью современных средств вычислительной техники соударений экипажей во время маневров и продольных колебаний поездов при их переходных режимах движения.

Силовая характеристика упругофрикционного поглощающего аппарата (зависимость силы S от фазового состояния: удлинения q_ϕ и скорости удлинения \dot{q}_ϕ) приведена на рис. 2.1,а, где $S_n(q_\phi)$ – силовая характеристика при нагрузке, когда $\dot{q}_\phi > 0$, а $S_p(q_\phi)$ – при разгрузке ($\dot{q}_\phi < 0$). Значения $S_{н0}$ и $S_{р0}$ – силы начальной затяжки поглощающего аппарата при нагрузке и разгрузке. Приведенной на рис. 2.1,а зависимости соответствует выражение [3; 78]

$$|S| = \begin{cases} S_n(q_\phi), & \text{если } q_\phi \dot{q}_\phi \geq 0; \\ S_p(q_\phi), & \text{если } q_\phi \dot{q}_\phi < 0; \\ |S| \in [S_p(q_\phi), S_n(q_\phi)], & \text{если } \dot{q}_\phi = 0. \end{cases} \quad (2.1)$$

Последняя строка в выражении (2.1) показывает, что при $\dot{q}_\phi = 0$ сила S определяется неоднозначно и может иметь любое значение в указанном интервале, являющемся для амортизатора зоной «застоя» [99; 100].

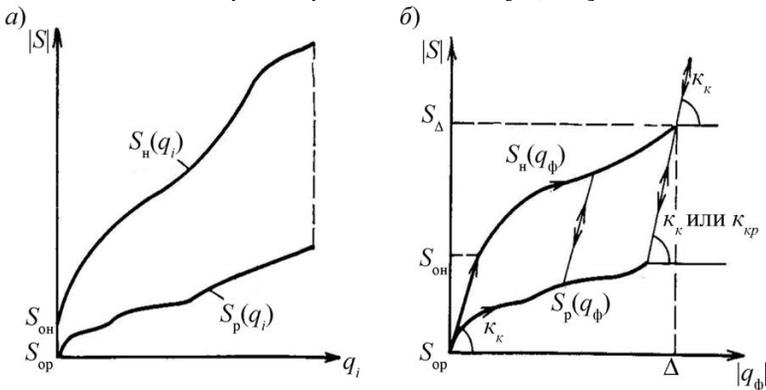


Рис. 2.1. Силовые характеристики упругофрикционного поглощающего аппарата (а) и эквивалентного элемента соединения, состоящего из упругой и упругофрикционной частей (б)

Для фрикционных амортизаторов с большим коэффициентом необратимого поглощения энергии (около единицы) приведенная выше силовая характеристика является идеализированной. В действительности сжатие такого амортизатора не осуществляется монотонно, а происходит с остановками и резкими скачками. Это объясняется тем, что вследствие большого давления,

передаваемого на трущиеся поверхности, происходит их «схватывание», которое чередуется со срывами и проскальзываниями [101]. Идеализированную силовую характеристику (рис. 2.1, а) можно рассматривать как результат энергетического усреднения, которым можно пользоваться только при определении наибольших значений сил, действующих на рельсовые экипажи при ударах [101; 102]. Случайно появляющиеся схватывания и срывы формируют переменную скачкообразно изменяющуюся силу, действующую на экипаж и вызывающую интенсивные колебания кузова и установленного оборудования. Очевидно, что эти явления необходимо принимать во внимание в случаях, когда изучаются ускорения элементов экипажа и груза. Детальная модель аппарата, принимающая во внимание движение отдельных его частей и реологические свойства трения на взаимодействующих поверхностях, описана в работе [78]. Феноменологическая модель аппарата, сжатие которого сопровождается чередующимися схватываниями и срывами, будет приведена ниже.

Анализ выражений (2.1) показывает, что зависимость силы от удлинения упругофрикционного аппарата можно представить с помощью алгебраического выражения.

Объединим элемент, соответствующий фрикционному аппарату, и элемент \mathbf{k} в один элемент с суммарным удлинением q_Φ . Зависимость $S(q_\Phi, \dot{q}_\Phi)$ представлена графически на рис. 2.1, б и аналитически (для использования при численном интегрировании уравнений движения) следующим выражением [3]:

$$S = \begin{cases} [S_\Delta + k_k(|q_\Phi| - \Delta)] \operatorname{sign} q_\Phi + \beta_k \dot{q}_\Phi, & \text{если } q_\Phi \geq \Delta; \\ \min\{S_H(|q_\Phi|), S_{kp}(|q_\Phi|)\} \operatorname{sign} q_\Phi, & \text{если } q_\Phi \dot{q}_\Phi \geq 0; \\ \max\{S_p(|q_\Phi|), S_{kp}(|q_\Phi|)\} \operatorname{sign} q_\Phi, & \text{если } q_\Phi \dot{q}_\Phi < 0, \end{cases} \quad (2.2)$$

где S_Δ – сила, соответствующая полному удлинению объединенного элемента;

$S_H(q_\Phi)$ – зависимость силы от удлинения элемента при нагружении, если $q_\Phi < \Delta$, Δ – полное (максимально возможное) удлинение объединенного элемента;

$$S_{kp}(|q_\Phi|) = \tilde{S} + k_k(|q_\Phi| - \tilde{q}_\Phi) + \beta_k(\dot{q}_\Phi - \dot{\tilde{q}}_\Phi) \operatorname{sign} q_\Phi;$$

$S_p(q_\Phi)$ – зависимость силы от удлинения при разгрузке;

$$\tilde{S} = |S(t - h_t)|; \quad \tilde{q}_\Phi = |q_\Phi(t - h_t)|; \quad \dot{\tilde{q}}_\Phi = \dot{q}_\Phi(t - h_t);$$

h_t – шаг интегрирования.

Рассмотрим некоторые возможные состояния [78] соединения рельсовых экипажей.

Пусть в момент $(t - h_t)$ имело место нагружение и $\tilde{S} = S_n(q_\phi)$. Состоянию соединения соответствует точка 1 на рис. 2.2, а. В момент времени t находим S_{kp} (точка 3) и S_n (точка 2). Так как по условиям работы поглощающих аппаратов должно соблюдаться неравенство $S_\phi < S_n$, то точка 3 не соответствует возможным состояниям соединения и сила определяется точкой 2. Если же в момент времени $(t - h_t)$ состояние соединения определялось силой $\tilde{S} = S_\phi(t - h_t) = S_{kp}(q_\phi)$ (точка 1 на рис. 2.2, б) и $\dot{q}_\phi > 0$, то в момент времени t значению S_{kp} соответствует точка 3, а значению S_n – точка 2. Так как изменение силы при переходе из точки 1 в точку 3 не приводит к силе, преодолевающей трение в поглощающем аппарате, то величина q_ϕ сохраняется неизменной. Следовательно, состояние соединения отражается точкой 3, а не точкой 2, которая соответствовала бы состоянию соединения при скольжении клиньев. Пусть в течение следующего шага (к моменту $(t + h_t)$) величина q_ϕ изменяется так, что значениям $S_{kp}(q_\phi)$ соответствует точка 5. Сила, действующая на поглощающий аппарат при $q_\phi < \Delta$, не может превышать значения $S_n(q_\phi)$. Следовательно, в этом случае состоянию соединения соответствует точка 4, а не 5. Приведенный анализ раскрывает смысл второй строки выражений (2.2). Аналогично можно убедиться в справедливости последней строки этого же выражения.

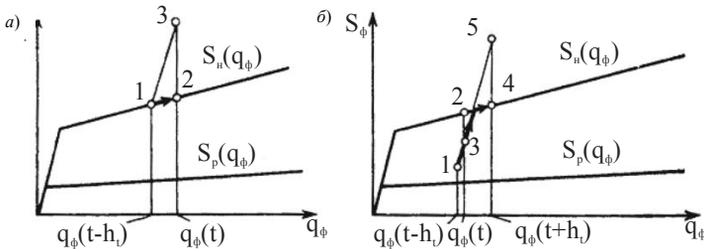


Рис. 2.2. Логические соотношения, определяющие зависимость $S_\phi(q_\phi)$ при нагружении: а – при скольжении клиньев 1-2; б – при равновесии клиньев 1-3 и скольжении 3-4

Работа силы при полном удлинении поглощающего аппарата составляет

$$A = \int_0^{\Delta} S_n(q_\phi) dq_\phi. \quad (2.3)$$

При этом необратимо поглощаемая работа

$$A_{\text{погл}} = \int_0^{\Delta} [S_n(q_\phi) - S_p(q_\phi)] dq_\phi \quad (2.4)$$

характеризуется относительной величиной

$$\eta = A_{\text{погл}}/A. \quad (2.5)$$

Функция $S_p(q_\Phi)$ может быть задана аналитически. Однако без существенной погрешности ее можно задавать как

$$S_p = (1 - \eta)S_n(q_\Phi). \quad (2.6)$$

Функции $S_n(q_\Phi)$ и $S_p(q_\Phi)$ в общем случае нелинейны. Применительно к описанию работы фрикционных поглощающих аппаратов автосцепки существующих конструкций можно считать, что

$$S_n(|q_\Phi|) = S_{0n} + k_n |q_\Phi|, \quad S_p(|q_\Phi|) = (1 - \eta)S_n(|q_\Phi|), \quad (2.7)$$

где k_n – жесткость объединенного элемента при нагрузке. Величина k_n определяется жесткостью k всех включенных последовательно упругофрикционных элементов и элемента k , т.е.

$$k_n = k / (1 + k/k_k). \quad (2.8)$$

В более общем случае функцию $S_n(q_\Phi)$ можно представить кусочно-линейной зависимостью (рис. 2.3, а):

$$S_n(|q_\Phi|) = \begin{cases} S_{nj} + \left[(S_{nj+1} - S_{nj}) / (q_{\Phi j+1} - q_{\Phi j}) \right] (|q_\Phi| - q_{\Phi j}), & \text{если } (|q_\Phi| \in [q_{\Phi j}, q_{\Phi j+1}]) \cap (S_{nj+1} \geq S_{nj}); \\ S_{nj+1}, \quad q_\Phi = q_{\Phi j+1}, \quad q = q + (q_{\Phi j+1} - q_{\Phi j}) \text{sign} q, & \\ \text{если } (|q_\Phi| \in [q_{\Phi j}, q_{\Phi j+1}]) \cap (S_{nj+1} < S_{nj}), & \end{cases} \quad (2.9)$$

где $q_{\Phi j}$ и S_{nj} – координаты узловых точек.

Формулы (2.9) позволяют моделировать явления «схватывания» и мгновенного проскальзывания клиньев (рис. 2.3, б), что отражается вторым условием. При использовании формул (2.9) функция $S_p(q_\Phi)$ вычисляется с помощью второго выражения в формулах (2.7) или с помощью выражения

$$S_p(q_\Phi) = S_{0p} + k_p |q_\Phi|. \quad (2.10)$$

Пользуясь при расчетах приведенными выше выражениями, следует иметь в виду, что входящие в них параметры для существующих поглощающих аппаратов условны и представляют собой статистические оценки, найденные в результате экспериментальных исследований поглощающих аппаратов или оцененные априорно.

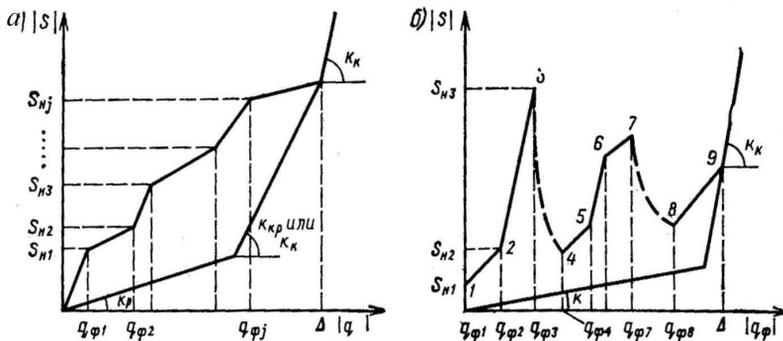


Рис. 2.3. Силовые характеристики, заданные кусочно-линейно

Фрикционные поглощающие аппараты могут работать практически без чередующихся схватываний и срывов на трущихся поверхностях. Это может быть осуществлено применением специально подобранных материалов, на контакте которых реализуется сила трения [103], или специальных твердых смазок, что, например, выполнено в поглощающих аппаратах типа «Mark» фирмы «Вестингауз» [2]. Характеристики таких поглощающих аппаратов могут быть оценены априорно еще на стадии проектирования и разработки конструкции.

Параметры приведенных выше выражений должны быть определены с учетом податливости амортизируемой конструкции (главным образом на этапе нагружения). Это не всегда удобно, особенно в случаях, когда рассматриваются нелинейные системы. Более удобной является математическая модель соединения, для реализации которой необходимы параметры только фрикционного поглощающего аппарата. Тогда должно обеспечиваться соотношение

$$S_n(q_\phi - q_k) = k_k q_k, \quad (2.11)$$

где $S_n(q_\phi - q_k)$ – заданная зависимость силы от хода фрикционного поглощающего аппарата при нагрузке (q_ϕ – суммарное удлинение фрикционного поглощающего аппарата и эквивалентной пружины жесткости k_k).

Далее решая численно нелинейное уравнение (2.11) относительно q_k , вычисляем силу S с помощью выражений (В.4) – (В.8) [3].

Эту же задачу можно решить иначе [104]. Пусть удлинение поглощающего аппарата равно $q_a = |q_\phi| - |q_k|$ и известны значения q_a и S в момент времени $(t - h_t)$. Предположим, что в течение времени от момента $(t - h_t)$ до момента t происходит такое приращение величины Δq_a , что разложение функции $S(q_a)$ по формуле Тейлора по Δq_a можно ограничить слагаемыми с малыми второго порядка, т.е.

$$S_n(t) = S_n(t - h_t) + k_1 \Delta q_a + 0,5 k_2 \Delta q_a^2, \quad (2.12)$$

где

$$k_v = \partial^v S_n / \partial q_a^v |_{q_a(t-h)}, v=1,2.$$

В то же время

$$S_n(t) = S_n(t - h_t) + k_k (\Delta |q_\phi| - \Delta q_a) \quad (2.13)$$

Приравнивая приращения $\Delta S_n = S_n(t) - S_n(t - h_t)$ силы, вычисленные с помощью выражений (2.12) и (2.13), получим квадратное уравнение, решение которого

$$\Delta q_a = b_1 \left(\sqrt{1 + b_2 \Delta q_\phi} - 1 \right) \quad (2.14)$$

где $b_1 = (k_k + k_1) k_2^{-1}$; $b_2 = 2k_2 b_1^{-1} (k_k + k_1)^{-1}$.

Значение $\Delta q_\phi = |q_\phi(t)| - |q_\phi(t - h_t)|$ вычисляется по данным интегрирования уравнений движения взаимодействующих тел с помощью формул (В.2) и (В.3). Далее, исходя из выражений (2.13) или (2.12) вычисляется сила S . При этом шаг интегрирования h_t должен выбираться так, чтобы

$$|\Delta q_a| \gg (3k_2 / k_3); \quad k_3 = \max \frac{\partial^3 S_n}{\partial q_a^3}, \quad q_a \in [0, \Delta] \quad (2.15)$$

Моделирование резино-металлических поглощающих аппаратов связано с решением интегральных уравнений наследственности [105]. Однако, как показали экспериментальные исследования, моделирование этих аппаратов может осуществляться аналогично моделированию фрикционных поглощающих аппаратов с нелинейной функцией $S_n(|q_\phi|)$. Это в значительной степени обусловлено тем, что временные характеристики нагрузок при соударениях вагонов изменяются не столь существенно. Своеобразием такого моделирования является замена в выражении (2.2) величины k_k величиной k_{kp} , характеризующей особенности перехода поглощающих аппаратов от нагружения к разгрузению.

3. РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ И ФРИКЦИОННЫЕ ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

3.1. Плоские колебания

Рассмотрим рессорное подвешивание трехэлементных двухосных тележек грузовых вагонов с клиновыми фрикционными гасителями колебаний модели 18-100 (ЦНИИ-ХЗ). Моделирование этих гасителей колебаний должно осуществляться вместе с рассмотрением пространственной нагруженности тележки, так как остановки при сжатии пружин в интервалах времени, когда действующие на пружины силы меньше сил трения, вызывают остановки также и боковых перемещений надрессорных балок. Однако плоские колебания экипажей в ряде случаев представляют самостоятельный интерес. Поэтому ниже рассмотрим моделирование рессорного подвешивания в вертикальной плоскости симметрии [106].

Введем следующие обозначения: R – сила реакции вертикальной опоры; Δ – величина перемещения надрессорной балки относительно боковины; Δ_T – величина перемещения Δ , выше которой пружины не сжимаются. Величины Δ вычисляются для каждой опоры с помощью обобщенных координат, определяемых в процессе интегрирования дифференциальных уравнений движения экипажа, и представляют собой суммы динамических и статических под действием сил тяжести перемещений.

Коэффициенты жесткости сопротивления комплектов сжатию при их нагружении и разгрузении соответственно равны c_n и c_p . Представим суммарную податливость боковин, надрессорных балок и колесных пар как податливость эквивалентной пружины с коэффициентом жесткости c_{kT} , расположенной последовательно с пружинами и фрикционными гасителями колебаний. При силах, когда пружины комплектов не изменяют величин своих деформаций, деформируется только эта пружина.

Величины сил реакций опор вычисляются в процессе интегрирования уравнений движения экипажей с помощью формул:

$$R = \begin{cases} 0, & \text{если } \Delta \leq 0; \\ \min\{c_n \Delta, R_{kT}\}, & \text{если } (\Delta > 0) \cap (\dot{\Delta} \geq 0) \cap (\Delta \leq \Delta_T); \\ \max\{c_p \Delta, R_{kT}\}, & \text{если } (\Delta > 0) \cap (\dot{\Delta} < 0) \cap (\Delta \leq \Delta_T); \\ R_{kT}, & \text{если } \Delta > \Delta_T. \end{cases} \quad (3.1)$$

Коэффициент рассеяния энергии вычисляется с помощью формул, аналогичных приведенным в предыдущем разделе.

В случаях когда комплекты рессорного подвешивания не работают, вычисляется сила

$$R_{kT} = R(t - h_t) + c_{kT}[\Delta(t) - \Delta(t - h_t)] + \beta_{kT}[\dot{\Delta}(t) - \dot{\Delta}(t - h_t)], \quad (3.2)$$

где β_{kT} – коэффициент вязкого сопротивления деформированию, определяемый по данным экспериментальных исследований.

Вычисляемые с помощью выражения (3.1) силы реакции включают в себя статическую и динамическую составляющие. Для выделения динамической составляющей воспользуемся формулой

$$R_d = R - R_{CT}, \quad (3.3)$$

в которой R_{CT} – известная статическая составляющая сил реакции.

В тех случаях когда конструкция тележек позволяет наддресорным балкам поворачиваться относительно боковин [107], вычисляются моменты $M_{T\delta}$ сил, восстанавливающих нормальное положение наддресорной балки в соответствии с заданной зависимостью (уравнением состояния):

$$M_{T\delta} = c_\varphi \left(1 + \beta_\varphi d / dt\right) (\varphi_\delta - \varphi_T),$$

где c_φ – коэффициент жесткости сил упругого сопротивления повороту балки относительно рамы; β_φ – коэффициент сил вязкого сопротивления этому повороту; φ_δ и φ_T – углы поворота наддресорной балки и рамы тележки соответственно. В простейшем случае можно считать, что элементы, восстанавливающие горизонтальное положение наддресорной балки, упруго-вязкие.

3.2. Пространственные модели

Особенностью конструкции фрикционных гасителей колебаний тележек модели 18-100 (ЦНИИ-ХЗ), рассмотренных в предыдущем разделе, является то, что сила трения в вертикальном (вдоль оси z) и в боковом (вдоль оси y) направлениях возникает при скольжении подпружиненного клина по фрикционной планке одновременно в вертикальном и боковом направлениях. В большинстве работ по динамике вагонов такие гасители колебаний моделируются как независимые, т.е. не принимаются во внимание особенности их связи и работы [35; 108–114]. Эти особенности проявляются в следующем. Во-первых, силы трения как в вертикальном, так и в боковом направлениях пропорциональны только вертикальным деформациям пружин подвески тележек. Во-вторых, в тех интервалах времени, когда величина вектора силы оказывается в пределах мертвой зоны деформаций подвески в целом и в какой-то момент величина скорости деформаций была равна нулю, прекращаются одновременно как вертикальные деформации подвески, так и боковые. Приведенная ниже математическая модель отражает эти особенности работы подвешивания указанных выше тележек грузовых вагонов.

Обычно силы в подвешивании и деформации подвески индексируются цифрами, отражающими номера тележки в вагоне и подвески в тележке. Здесь эти индексы опускаются и предполагается, что величины Δ вертикальных и δ боковых деформаций соответствующей подвески соответствующей

тележки определяются по известным [108] алгоритмам предварительно для данного момента времени с использованием результатов интегрирования дифференциальных уравнений движения вагона в целом.

Особенности моделирования подвески с фрикционными гасителями колебаний непосредственно связаны с физическими особенностями сил трения, которые в покое до определенной величины (силы трения покоя) уравновешивают все действующие силы. При движении сила трения направлена противоположно вектору скорости, то есть

$$\vec{F}_{\text{ТР}} = -F\vec{v}_{\text{СК}} / v_{\text{СК}},$$

где F – величина силы трения, а $v_{\text{СК}}$ – скорость скольжения клина по фрикционной планке.

Величина силы трения в подвеске составляет

$$F = \mu c \Delta, \quad (3.4)$$

где μ – приведенный коэффициент трения; c – коэффициент жесткости рессорного комплекта пружин при их сжатии; $\Delta > 0$ – величина сжатия комплекта пружин, равная сумме статической и динамической составляющих сжатия.

Проекции силы трения на оси y и z равны:

$$Y_{\text{ТР}} = -F\dot{\delta} / (\dot{\Delta}^2 + \dot{\delta}^2)^{1/2}, \quad (3.5)$$

$$Z_{\text{ТР}} = -F\dot{\Delta} / (\dot{\Delta}^2 + \dot{\delta}^2)^{1/2}; \quad (3.6)$$

δ – боковые перемещения изгиба соответствующих пружинных комплектов рессорного подвешивания, точка над символами обозначает производную по времени от соответствующей величины.

В тех случаях когда работают комплекты рессорного подвешивания, реакции опор зависят, в основном, только от их деформаций. Если же комплекты не работают, силы реакций определяются значительно меньшими деформациями элементов, расположенных последовательно с рессорными комплектами (надрессорной балки, боковин, колесных пар, пути). Принимая это во внимание, силы реакций Y и Z вычислим в соответствии с алгоритмом, описанным следующими выражениями:

$$R^{y0}(t) = Y(t - h_t) + c_{10}(1 + \beta_y d / dt) [\delta(t) - \delta(t - h_t)]; \quad (3.7)$$

$$R^{z0}(t) = Z(t - h_t) + c_0(1 + \beta_z d / dt) [\Delta(t) - \Delta(t - h_t)]; \quad (3.8)$$

$$R^y(t) = c_1 \delta(t) + Y^{\text{ТР}}(t); \quad (3.9)$$

$$R^z(t) = c\Delta(t) + Z^{\text{ТР}}(t); \quad (3.10)$$

$$Y(t) = \begin{cases} R^{y0}(t), & \text{если } (|\delta(t)| > \delta_M), \\ \min[R^{y0}(t), R^y(t)], & \text{если } (|\delta(t)| \leq \delta_M) \cap (\delta \dot{\delta} \geq 0), \\ \max[R^{y0}(t), R^y(t)], & \text{если } (|\delta(t)| \leq \delta_M) \cap (\delta \dot{\delta} < 0); \end{cases} \quad (3.11)$$

$$Z(t) = \begin{cases} R^{z0}(t), & \text{если } (\Delta(t) > \Delta_M), \\ \min[R^{z0}(t), R^z(t)], & \text{если } (|\Delta(t)| \leq \Delta_M) \cap (\Delta \dot{\Delta} \geq 0), \\ \max[R^{z0}(t), R^z(t)], & \text{если } (|\Delta(t)| \leq \Delta_M) \cap (\Delta \dot{\Delta} < 0), \\ 0 & \text{если } \Delta \leq 0, \end{cases} \quad (3.12)$$

где R^{y0} и R^{z0} – проекции силы реакций в случаях, когда в соответствующем направлении комплекты рессорного подвешивания не работают, а R^y и R^z – проекции силы реакции, имеющие место при работе комплектов пружин подвешивания вагонов и гасителей колебаний. В выражениях (3.7) – (3.12) t – время; h_i – шаг численного интегрирования по времени; c_0 и c_{10} – коэффициенты жесткости всех деформируемых элементов конструкции вагона и пути, расположенных последовательно с рессорными комплектами, соответственно в направлении осей z и y ; β_y и β_z – коэффициенты вязкого рассеивания энергии в элементах конструкции, определяемые так, чтобы декремент затухания соответствующих свободных колебаний был равен экспериментально найденной [115] величине $d = 0,35$; c_1 – коэффициенты жесткости комплектов пружин при их изгибе; δ_M и Δ_M – конструктивные ограничения перемещениям изгиба и сжатия пружин; \cup и \cap – логические операторы «и» и «или» соответственно.

В течение интервалов времени, которые в соответствии с логическими выражениями реакции сил (3.11) и (3.12) вычисляются по формулам (3.7) и (3.8), комплекты подвешивания не работают, и реакции определяются деформируемостью конструкции рамы тележки и других перечисленных ранее элементов.

Вычисляемые с помощью выражения (3.12) силы вертикальной реакции Z включают в себя статическую и динамическую составляющие. Для выделения динамической составляющей воспользуемся формулой

$$Z_d = Z - Z_{CT}, \quad (3.13)$$

в которой Z_{CT} – известная статическая составляющая сил реакции.

Формулы (3.4), (3.8), (3.10) и (3.12) пригодны для моделирования буксовых гасителей колебаний тележек пассажирских вагонов КВЗ-ЦНИИ и КВЗ-5 [116] и других аналогичных конструкций.

При моделировании дисковых и автономных гасителей колебаний могут быть использованы такие же выражения, как (3.11) и (3.12), но при этом сила трения F является величиной постоянной и различной для разного рода колебаний [117].

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ

Гидравлические гасители колебаний преобразуют кинетическую энергию движений отдельных частей экипажей или экипажей в целом как в потенциальную энергию сжатия рабочей жидкости в полости гасителя и деформаций корпуса и отдельных его частей, так и в тепло вследствие перетекания жидкости через местные гидравлические сопротивления. При этом основная часть преобразуемой кинетической энергии рассеивается.

Удлинение или укорочение гидравлического гасителя колебаний могут вызываться принудительно в процессе движения тел экипажа, к которым прикреплены концы гасителя колебаний. Вначале рассмотрим обобщенную схему такого гасителя без восстанавливающих исходное состояние устройств.

При перетекании жидкости через отверстия возникает перепад давления Δp , который определяет расход Q^v (изменение объема) или расход $Q^m = \rho Q^v$ (изменение массы) жидкости в единицу времени. Расход по объему может быть вычислен с помощью известного соотношения [118]

$$Q^v = \mu f \sqrt{2|\Delta p|/\rho} \operatorname{sign} \Delta p, \quad (4.1)$$

где μ – коэффициент расхода; f – площадь сечения отверстия; ρ – плотность жидкости.

Коэффициент расхода зависит от числа Рейнольдса

$$Re = ud/\nu \quad \text{или} \quad Re_p = (d/\nu) \sqrt{2|\Delta p|/\rho}, \quad (4.2)$$

где u – скорость потока жидкости через дроссельное отверстие; d – характерный размер; ν – кинематический коэффициент вязкости.

Коэффициент расхода μ зависит также от конфигурации контура отверстия, соотношения гидравлического диаметра и длины канала, от чистоты обработки канала и формы кромок отверстия, от концентрации растворенного в жидкости газа, температуры жидкости, противодавления и от других факторов. Обычно μ определяется экспериментально для конкретных отверстий и условий [118; 119].

Обобщенная схема гидравлического амортизатора, работающего на сжатие, показана на рис. 4.1. Однако приведенное ниже математическое описание модели не изменяется при рассмотрении знакопеременных нагрузок.

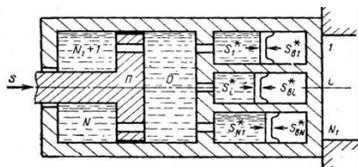


Рис. 4.1. Обобщенная расчетная схема гидравлического амортизатора

На схеме представлен корпус с движущимся плунжером, выжимающим вязкую жидкость из главной предплунжерной камеры O в N других вспомогательных камер и в $(N + 1)$ -ю камеру в заплунжерном пространстве. В каждой из вспомогательных камер имеются устройства, выжимающие из них жидкость в главную камеру в течение обратного хода. Сила S , действующая на плунжер Π , преодолев сопротивление трения в манжетах уплотнений, создает в камере O с жидкостью давление p_0 , равное

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= S_0 / F_0, \\ S_0 &= (S + S_{N+1}) / (1 + \kappa_0 \operatorname{sign} q_0 \dot{q}_0), \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

где S_0 – сила, действующая на плунжер Π площадью F_0 со стороны камеры O ; S – сила, сжимающая гаситель колебаний или сила сопротивления его сжатию; S_{N+1} – сила, действующая на поршень со стороны камеры с номером $N + 1$; κ_0 – коэффициент силы трения при перемещении q_0 плунжера Π .

Предполагается, что сила S вычисляется с помощью формул

$$S = k_k q_k + \beta_k |q_k| \dot{q}_k \quad (4.4)$$

или

$$S = k_k q_k + \beta_k \dot{q}_k, \quad (4.5)$$

где k_k – жесткость элемента \mathbf{k} и β_k – коэффициент вязкого сопротивления его деформированию. Обычно β_k – малая величина и в ряде случаев вязкой составляющей силы в выражениях (4.4) и (4.5) можно пренебречь. Величина

$$q_k = q - \sum_{i=1}^{n_a} a_i q_i \operatorname{sign} q \quad (4.6)$$

равна суммарной деформации упруговязких элементов конструкции, расположенных последовательно с гасителем колебаний; q_i – величина сжатия гасителя колебаний, обусловленная перетеканием жидкости из полости O в полость с номером i ; a_i – число полостей, в которые жидкость перетекает из полости O .

Далее будем считать, что в каждой камере, в которую выжимается жидкость из предпоршневой камеры, имеется какой-то механизм, обеспечивающий создание противодействия p_i , равного силе S_{Bi}^* , деленной на площадь камеры с номером i . Силе S_{Bi}^* соответствует приведенная к площади плунжера сила S_{Bi} , равная

$$S_{Bi} = S_{Bi}^* F_0 / F_i, \quad (4.7)$$

где F_i – площадь камеры с номером i .

Каждый канал перетекания жидкости из одной камеры в другую может состоять из последовательно расположенных гидравлических сопротивле-

ний, характеризующихся величиной f_{ij} площади сечения дросселирующего отверстия и коэффициентом μ_{ij} объемного расхода и относящихся к каналам в камеры с номерами i . Индекс j соответствует порядковому номеру гидравлического сопротивления в данном канале.

Объемный расход Q_i^v жидкости из камеры O в камеру с номером i составит:

$$Q_i^v = \left(\sum_j \mu_{ij} f_{ij} \right) \sqrt{2 |p_0 - p_i| / \rho_i} \cdot \text{sign}(p_0 - p_i). \quad (4.8)$$

В этом выражении ρ_i – плотность жидкости в камере с номером i :

$$\rho_i = \rho \left(1 + \varepsilon_i(p_i, t^\circ) \right), \quad (4.9)$$

где ρ – плотность жидкости при $p = 0,1$ МПа и температуре $t^\circ = 0^\circ\text{C}$; $\varepsilon_i(p_i, t^\circ)$ – относительное изменение начального объема жидкости вследствие изменения давления и начальной температуры перед ее сжатием; p_i – превышение давления над атмосферным; t° – начальная температура жидкости.

Относительное изменение объема жидкости $\Delta V_{ж} / V_{ж}$ при возможных изменениях начальных температур не превысит 0,1 % [120]. Поэтому далее будем считать, что $\varepsilon_i(p_i, t^\circ)$ – относительное изменение объема только вследствие сжимаемости [119] используемой жидкости, а переменную t° в выражении (4.9) сохраним в связи с тем, что модуль объемной упругости жидкости зависит от давления и температуры:

$$E_{ж} = dp/d\varepsilon. \quad (4.10)$$

При расчетах амортизаторов приходится рассматривать два значения модуля объемной упругости жидкости: модуль упругости $E_{ж.и}$ при изотермическом процессе, когда температура при сжатии сохраняется постоянной (медленное или статическое нагружение), и модуль упругости $E_{ж.а}$ при адиабатическом процессе, когда температура жидкости при сжатии изменяется и теплообмен в интересующем интервале времени Δt можно пренебречь.

В работе [120], например, для масла АМГ-10 приведена эмпирическая зависимость коэффициента сжимаемости $\gamma_u = 1/E_{ж.и}$ от температуры и давления при изотермическом процессе, из которой следует, что

$$E_{ж.и} = (67 + 0,44t^\circ - 0,4p)^{-1} \cdot 10^5. \quad (4.11)$$

По данным работы [121] можно построить эмпирическую зависимость $E_{ж.а}(p_i, t^\circ)$ для адиабатического процесса в виде

$$E_{ж.а} = 18,4 \cdot 10^2 \left(1 - 4,4 \cdot 10^{-3} t^\circ \right) \left(1 + 8,2 \cdot 10^{-3} p \right) \quad (4.12)$$

В соответствии с выражением (4.10)

$$\varepsilon_u(p, t^\circ) = \int_0^p E_{ж.и}^{-1}(p, t^\circ) dp. \quad (4.13)$$

Для масла АМГ-10, например,

$$\varepsilon_u = (67 + 0,44t^\circ - 0,2p)p \cdot 10^{-5}. \quad (4.14)$$

Учитывая, что значение ε_u невелико, при приближенных вычислениях можно считать

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_u &\approx (67 + 0,44t^\circ)p \cdot 10^{-5} = (p/E_{ж.и}); \\ E_{ж.и} &\approx (67 + 0,44t^\circ)^{-1} \cdot 10^5 \text{ МПа}. \end{aligned} \right\} \quad (4.15)$$

Аналогично

$$\varepsilon_a = (82E_{ж.а})^{-1} \cdot 10^{-4} \ln(1 + 8,2 \cdot 10^{-3} p), \quad (4.16)$$

или приближенно

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_a &\approx p/E_{ж.а}; \\ E_{ж.а} &\approx 18,4 \cdot 10^2 (1 - 4,4 \cdot 10^{-3} t^\circ) \end{aligned} \right\} \quad (4.17)$$

Расчеты показывают, что использование формул (4.15) и (4.17) приводит к ошибке в определении ε при $p = 100$ МПа, составляющей менее 3 %.

Таким образом, выражение (4.9) можно представить в виде

$$\rho_i = \rho(1 + p_i/E_{ж}). \quad (4.18)$$

Расход жидкости по массе из камеры O

$$Q_0^m = F_0 \rho_O v_0 = \sum_{i=1}^N \rho_i Q_i^v = \sum_{i=1}^N F_i \rho_i v_i^*, \quad (4.19)$$

где v_i^* – скорость перемещения поршня в i -й камере.

После интегрирования получим

$$F_0 \rho_O q_O^* = \sum_{i=1}^N F_i \rho_i q_i^*, \quad (4.20)$$

где q_O^* – перемещение поршня в камере O (плунжера) только вследствие вытеснения жидкости из камеры.

Полное перемещение плунжера составит

$$q_O = q_O^* + \Delta q_O, \quad (4.21)$$

где Δq_O – дополнительное перемещение вследствие объемного сжатия жидкости в камере O .

$$\Delta q_O = (m_O / \rho_O^0 F_0) - (m_O / \rho_O F_0); \quad m_O = \rho_O^0 F_0 (\bar{l} - q_O^*),$$

где m_O – масса жидкости в камере O ; ρ_O^0 – плотность жидкости в камере O при начальном давлении p_O^0 ; \bar{l} – расстояние между плунжером и неподвижной перегородкой в исходном состоянии.

Принимая во внимание выражение (4.18), получим после несложных преобразований

$$\Delta q_O = (p_O E_{ж0}^{-1} - p_O^0 E_{ж00}^{-1}) (\bar{l} - q_O^*) / (1 + p_O E_{ж0}^{-1}), \quad (4.22)$$

где $E_{ж0}$ и $E_{ж00}$ – значения модулей объемной упругости жидкости в камере O при давлениях p_O и p_O^0 соответственно.

Подставим это выражение в уравнение (4.21) и заменим перемещения приведенными значениями

$$q_i = F_i q_i^* / F_0. \quad (4.23)$$

Тогда

$$q_O = \sum_{i=1}^N \frac{(1 + p_O^0 E_{ж00}^{-1})(1 + p_i E_{жи}^{-1})}{(1 + p_O E_{ж0}^{-1})^2} q_i + \frac{p_O E_{ж0}^{-1} - p_O^0 E_{ж00}^{-1}}{1 + p_O E_{ж0}^{-1}} \bar{l}. \quad (4.24)$$

Коэффициент при q_i в выражении (4.24) приближенно равен единице. Так как сжимаемость жидкости существенно проявляется при значениях $p_O \gg p_O^0$, заменим выражение (4.24) более простым приближенным

$$q_O = \sum_{i=1}^N q_i + p_O \bar{l} E_{ж}^{-1}; \quad \bar{E}_{ж} = \bar{E}_{ж} + \bar{p}_O; \quad E_{ж} = E_{ж}(\bar{p}_O, t^o), \quad (4.25)$$

где \bar{p}_O – среднее ожидаемое значение; $E_{ж}$ – модуль объемной упругости жидкости, соответствующий давлению \bar{p}_O и начальной температуре t^o для изотермического или адиабатического процессов в зависимости от того, рассматривается медленное или быстрое (ударное) нагружение.

Вместо выражения (4.25) удобнее использовать выражения

$$q_O = \sum_{i=1}^N q_i + S_0 / k_{ж}, \quad k_{ж} = \bar{E}_{ж} F_0 / l. \quad (4.26)$$

При организации численного интегрирования удобно элемент с коэффициентом жесткости $k_{ж}$ рассматривать как упругий элемент, расположенный последовательно с элементом \mathbf{k} с коэффициентом жесткости k_k в выражениях (4.4) и (4.5), заменив при этом значение k_k значением $k_k^* = k_k k_{ж} / (k_k + k_{ж})$.

При этом вместо суммы (4.26) используется сумма $q_O = \sum_{i=1}^N q_i$.

Чтобы вычислить q_0 , необходимо определить значения q_i . Для этого, принимая во внимание сделанные выше допущения, воспользуемся выражением (4.8).

После простых преобразований, переходя к приведенным значениям, получим дифференциальные уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \dot{q}_i &= \sqrt{\beta_i^{-1} |S_0 - S_i| \operatorname{sign}(S_0 - S_i)}, \quad S_i = S_{Bi}(1 + \kappa_i \operatorname{sign} q_i \dot{q}_i) \\ \text{если } &((0 < q_i < \Delta_i) \cap (|S_0 - S_{Итл}| > \kappa_i S_{Bi})) \cup \\ &\cup ((q_i = 0) \cap (S_0 > (1 + \kappa_i) S_{Bi}(0))) \cup ((q_i = \Delta_i) \cap (S_0 < (1 - \kappa_i) S_{Bi}(\Delta_i))), \\ \text{иначе } &\dot{q}_i = 0; \\ &i = 1, \dots, N, \end{aligned} \right\} \quad (4.27)$$

где S_{Bi} – приведенная величина восстанавливающей силы; Δ_i – ограничение перемещения поршня; κ_i – коэффициент сил трения в манжетах уплотнения.

$$\left. \begin{aligned} \beta_i &= 0, 5 F_0^3 \rho_i \left(\sum_j \mu_{ij} f_{ij} \right)^{-2} ; \\ \rho_i &= \rho (1 + \bar{p}_i E_{ж}^{-1}). \end{aligned} \right\} \quad (4.28)$$

В выражении (4.28) значение μ_{ij} – приведенный коэффициент расхода, зависящий от общего перепада давления на данном элементе гидравлического сопротивления. Элемент гидравлического сопротивления включает в себя набор последовательно действующих местных гидравлических сопротивлений (это – сопротивления, обуславливающие перепад давления вследствие изменения сечений отверстий по длине канала, наличия заслонок или клапанов и т. п.) Приведенный коэффициент расхода или приведенный коэффициент сопротивления $\xi_{ij} = \mu_{ij}^{-2}$ элемента может быть определен с помощью выражения

$$\xi_{ij} = \sum_{k=1}^{n_j} \left(f_{ij}^m / f_{ij}^k \right)^2 \xi_{ij}^k \quad \text{или} \quad \xi_{ij} = l_{ij} \int_0^{l_{ij}} \left(f_{ij}^m / f_{ij}(x) \right)^2 \xi_{ij}(x) dx, \quad (4.29)$$

где f_{ij}^m – наименьшая по длине элемента площадь сечения отверстия; f_{ij}^k и $f_{ij}(x)$ – площади отверстия канала в сечении с номером k или с координатой x по длине данного элемента гидравлического сопротивления; ξ_{ij}^k или $\xi_{ij}(x)$ – коэффициенты гидравлического сопротивления для этих сечений.

Отверстия, создающие гидравлические сопротивления, подразделяются на насадки и диафрагмы (отверстия в тонкой стенке) [118]. Для отверстий

типа «насадка» ($\frac{l_{OT}}{d_{\Gamma}} > 1$, l_{OT} – длина отверстия; $d_{\Gamma} = \frac{4f}{\Pi}$ – гидравлический диаметр, f – площадь сечения; Π – периметр) значения ξ приближенно определяются с помощью эмпирической формулы для $10^2 < Re_p < 15 \cdot 10^4$ как

$$\xi = \left[1,23 + 58 Re_p^{-1} l_{OT}/d_{\Gamma} \right]^2 + \lambda l_{OT}/d_{\Gamma}, \quad (4.30)$$

где λ – коэффициент, учитывающий трение жидкости о стенки отверстия.

Для отверстий типа «диафрагма» ($\frac{l_{OT}}{d_{\Gamma}} \ll 1$) рекомендуется определять коэффициент ξ с помощью эмпирических формул:

$$\xi = (1,4 + 1,5 Re_p^{-1})^2, \quad \text{если } 25 < Re_p < 300; \quad (4.31)$$

$$\xi = (0,592 + 0,27 Re_p^{-1/6})^2, \quad \text{если } 300 < Re_p < 10^4; \quad (4.32)$$

$$\xi = (0,592 + 5,5 Re_p^{-1/2})^{-1}, \quad \text{если } 10^4 < Re_p. \quad (4.33)$$

При определении коэффициентов сил гидравлического сопротивления с помощью формул (4.30) – (4.33) следует иметь в виду, что определяемые значения являются только приближенными оценками, так как эти эмпирические формулы получены для случаев стационарных бескавитационных течений. Если возникает кавитация (особенно при небольших противодавлениях), коэффициенты ξ возрастают, достигая значений $\xi = 2,6$ для насадок [122; 123]. В работе [124] теоретически и экспериментально показано, что значение ξ для насадок в случаях, когда давление на выходе отверстий меньше, чем 0,42 от давления на их входе, а также в случаях, когда давление прикладывается внезапно, может быть таким же, как и в случае отверстия в тонкой стенке, т.е. вычисляться с помощью формул (4.31) – (4.33) и достигать значений 2...2,8. Кроме того, течение жидкости через отверстия дросселирующих элементов амортизаторов ударов не является стационарным, так как имеют место сравнительно быстрые изменения скорости течения и перепада давления.

Конструкция амортизаторов может быть такой, что коэффициент β_i гидравлического сопротивления элемента (см. выражение (4.29)) является функцией значений q_o, q_i, S_o, S_{Bi} , а также ускорения движения амортизируемого тела.

Таким образом, оценив предварительно значения параметров, можно решить уравнения (4.27) и вычислить q_o с помощью выражения (4.26). Входящее в эти уравнения значение S_o определяется с помощью выражения (4.3) по значениям силы S , рассчитанным предварительно с помощью формул,

устанавливающих связь силы S с величинами q_k или q_ϕ , описанную ранее во введении.

Значения S_i вычисляются с помощью выражений (4.7) по заданным функциям $S_{Bi}(q_i)$, структура которых определяется конкретным типом и конструкцией используемого возвращающего устройства.

В камерах, которые на рис. 4.1 отмечены номерами $(N+1)$, сила $S_{Bi}(q_i)$ возникает только при сжатии жидкости в этой камере. Следовательно, в этих случаях

$$S_{Bi} \approx E_{ж} F_0 (q_i^*/q_0 - 1) \sigma_0 (q_i^* - q_0); \quad q_i^* = F_0 q_i / F_i, \quad (4.34)$$

где $\sigma_0(q_i^* - q_0)$ – единичная функция Хевисайда [125].

Описанная модель элемента гидравлического гасителя колебаний удобна для применения, когда этот элемент включен последовательно с другими упругими или упругофрикционными элементами. Иногда влияние этих элементов на вибрации амортизируемой конструкции незначительно, сами они включены параллельно элементам конструкции, возвращающей систему в исходное состояние. В таких случаях, зная скорость \dot{q} перемещения плунжера относительно корпуса гасителя, можем вычислить величину S_g силы, преодолевающей сопротивление гидравлического гасителя движению:

$$S_g = \beta \dot{q}^2. \quad (4.35)$$

Если движение поршня происходит в направлении какой-то обобщенной координаты, то величины \dot{q} будут вычисляться по разности скоростей перемещений точек крепления гасителя к телам, между которыми он расположен. Однако в ряде случаев гидравлические гасители колебаний расположены так, чтобы гасить колебания одновременно в двух направлениях. Допустим далее, что Δ и $\dot{\Delta}$ – соответственно относительные перемещения и скорость относительных перемещений амортизируемого тела вдоль оси Z , а δ и $\dot{\delta}$ – соответственно относительные перемещения и скорость относительных перемещений вдоль оси Y .

Тогда

$$S_g = -\beta \frac{[(h_0 + \Delta)\dot{\Delta} + (d_0 + \delta)\dot{\delta}]^2}{(h_0 + \Delta)^2 + (d_0 + \delta)^2} \text{sign}[(h_0 + \Delta)\dot{\Delta} + (d_0 + \delta)\dot{\delta}], \quad (4.36)$$

а проекции этой силы на оси координат составят

$$\left. \begin{aligned} S_{gz} &= S_g \frac{h_0 + \Delta}{\sqrt{(h_0 + \Delta)^2 + (d_0 + \delta)^2}}, \\ S_{gy} &= S_g \frac{d_0 + \delta}{\sqrt{(h_0 + \Delta)^2 + (d_0 + \delta)^2}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.37)$$

Здесь h_0 и d_0 – расстояния вдоль осей Z и Y соответственно между точками крепления гасителя в начальный момент времени.

Последние формулы показывают, что при наклонных расположениях гасителей колебаний одновременно с гашением колебаний имеет место и их связь, то есть возможно возбуждение одних колебаний другими.

Приведенные выше выражения и уравнения для вычисления силы, деформирующей гаситель, являются уравнениями состояния амортизатора или гасителя. В случаях когда параметры этих уравнений, например коэффициенты гидравлического сопротивления, могут зависеть от положения управляющего органа (клапана, золотника и т.п.), движение которого, в свою очередь, зависит от состояния амортизатора (его давления, температуры) или ускорения движения амортизируемого тела, уравнения состояния необходимо дополнить уравнениями управления. Конкретный вид уравнений состояния и управления определяется конструкцией исследуемого устройства. Уравнения состояния и управления амортизатором дополняют уравнения движения рассматриваемой системы (отдельного экипажа [111], системы экипажей [126], поезда [3]).

Из приведенных выше формул следует, что коэффициент β неупругого сопротивления гасителя деформациям зависит от температуры жидкости гасителя. Если считать процесс теплоотдачи квазистационарным, то есть пренебрегать количеством тепла, расходуемым на нагрев корпуса и деталей гасителя, или принимать во внимание эти расходы тепла, увеличивая коэффициент теплоотдачи, то температура жидкости в гасителе колебаний может быть оценена следующим образом.

Мощность сил неупругого сопротивления гасителя

$$W = S_g \dot{q} = \beta \dot{q}^3. \quad (4.38)$$

Приравняв ее к скорости теплоотдачи, равной $\alpha \Delta t^\circ$, где α – коэффициент теплоотдачи, а Δt° – разность температур $t^\circ_{\text{ж}}$ рабочей жидкости и $t^\circ_{\text{нар}}$ окружающей среды, получим дифференциальное уравнение для изменения температуры рабочей жидкости гасителя колебаний

$$\Delta t^\circ = \frac{\beta}{\alpha} |\dot{q}|^3. \quad (4.39)$$

Это дифференциальное уравнение должно интегрироваться при заданной начальной разности температур. Для случая стационарных гармонических колебаний с амплитудой q_a и циклической частотой ω нетрудно получить

$$\Delta t^\circ = \frac{4\beta\omega^3}{3\pi\alpha} q_a^3. \quad (4.40)$$

При моделировании одиночных ударов потерями тепла вследствие теплообмена можно пренебречь [142]. При моделировании серии ударов, например в поезде, изменение температуры может определяться путем интегрирования

дифференциального уравнения (4.39). После чего температура рабочей жидкости определяется выражением

$$t^{\circ}_{ж} = t^{\circ}_{нар} + \Delta t^{\circ}. \quad (4.41)$$

Знание температуры жидкости позволит определить соответствующее значение коэффициента гидравлического сопротивления гасителя колебаний.

Предложенные пространственные математические модели фрикционных и гидравлических гасителей колебаний позволяют учитывать конструктивные особенности и особые условия работы гасителей колебаний в тележках рельсовых экипажей, и могут быть использованы для моделирования работы гасителей колебаний как отдельно, так и в составе математических моделей пространственных колебаний одиночных рельсовых экипажей, сцепов экипажей и поезда в целом [34; 128–137].

5. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ВОЗВРАЩАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА АМОРТИЗАТОРОВ И ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Силы, работа которых рассеивает механическую энергию ударов или колебаний, не могут возвращать систему в целом к ее исходному состоянию. Для этого существуют специальные устройства. В их конструкциях используются элементы, способные накапливать энергию, достаточную для восстановления системы. В большинстве случаев это энергия тяготения, упругих деформаций металла, жидкости или газа, полученная за счет изменения его свободной энергии, а также энергия магнитных или электромагнитных полей при их использовании. Моделирование упругих сил при деформации металла или жидкости было описано в предыдущих главах. Использование магнитных и электромагнитных полей имеет место в особых случаях – в системах магнитного, электромагнитного или электродинамического подвешивания. Здесь мы ограничимся вопросами математического моделирования восстанавливающих устройств, использующих энергию, накопленную сжатым газом.

При рассмотрении гидравлических гасителей колебаний выше предполагалось, что они включены параллельно упругим элементам подвешивания или другим элементам, возвращающим систему в целом в начальное состояние. В тех случаях когда перемещения поршней осуществляются с помощью специальных толкателей или штоков, следует рассматривать параллельное включение элементов, распределяя между ними силы в соответствии со свойствами конструкции.

Вычисление значений восстанавливающей силы S_{Bi} в случаях, когда используются упругофрикционные или резинометаллические возвращающие устройства, может быть произведено с помощью математических зависимостей $S(q, \dot{q})$, описанных в предыдущих разделах.

Рассмотрим зависимости $S_{Bi}(q_i)$ для возвращающих устройств, которые состоят из камеры со сжатым газом, отделенным от жидкости поршнем.

Зависимость силы S_{Bi} сопротивления газа сжатию от перемещения q_i плунжера можно представить, исходя из выражений (4.3):

$$S_{Bi} = F_O p_i, \quad (5.1)$$

где F_O – площадь камеры O ; p_i – давление газа в камере, которое при изотермическом (статическом) сжатии определяется из соотношения

$$\frac{p_i(1-r_i q_i)}{z(p_i, T_i)T_i} = \frac{p_{0i}}{z(p_{0i}, T_{0i})T_{0i}}, \quad q_i < r_i^{-1}, \quad (5.2)$$

где r_i – постоянный коэффициент, равный отношению площади плунжера F_O в камере O с жидкостью к начальному объему V_{i0} камеры i с газом; $z(p_i, T_i)$ – коэффициент сжимаемости газа, определенный для реальных газов

экспериментально; T_i – абсолютная температура; p_{0i} – начальное давление в камере i при температуре T_{0i} .

Приведенные в табл. 5.1 значения коэффициента сжимаемости азота [138] для разных температур и давлений газа могут быть использованы для расчетов и одновременно позволяют сделать вывод о необходимости использования уравнений состояния реального газа при исследованиях пневмоамортизаторов, работающих в широком диапазоне давлений и температур.

Таблица 5.1

Значения коэффициента z сжимаемости азота

p , МПа	z при температуре		
	-50 °С	0 °С	+50 °С
0	0,8173	1,0005	1,1836
0,1	0,8162	1,0000	1,1836
1	0,8062	0,9962	1,1837
2	0,7958	0,9926	1,1843
4	0,7769	0,9871	1,1868
6	0,7610	0,9841	1,1912
8	0,7489	0,9838	1,1960
10	0,7407	0,9853	1,2031
20	0,7820	1,0320	1,2650
40	1,0160	1,2410	1,4880
60	1,2890	1,4990	1,7160
80	1,5580	1,7640	1,9750
100	1,8150	2,0240	2,2330

Выражения (5.1), (5.2) и приведенная таблица удобны для расчета статических характеристик сопротивления движению поршня при изменении объема камеры с газом. Но ими неудобно пользоваться при расчете динамических характеристик, когда переменными являются давление и температура. Кроме того, не удастся так же просто, пользуясь уравнением адиабаты для идеального газа и эмпирическим коэффициентом сжимаемости $z_a(p, T)$, определить давление реального газа при адиабатическом сжатии. Поэтому необходимо из множества интерполяционных уравнений состояния газов [139] выбрать подходящее при данных условиях и, пользуясь им, определить зависимость давления от перемещения плунжера при адиабатическом сжатии газа. Для упрощения расчетов желательно, чтобы структура этого уравнения позволяла при выводе уравнения адиабаты в координатах p и V исключить текущее значение температуры T . К таким уравнениям относятся уравнения Ван-дер-Ваальса и некоторые другие, построенные на их основе. Эти уравнения можно представить обобщенно в виде

$$\left[p_i + a_d \left(\frac{v_i}{V_i} \right)^d \right] (V_i - b_d v_i) = \left[p_{0Ti} + a_d \left(\frac{v_i}{V_i} \right)^d \right] (V_{i0} - b_d v_i), \quad (5.3)$$

где v_i – число молей газа в камере i ; V_i и V_{i0} – объемы камер соответственно при текущем и начальном положениях плунжера; d – показатель степени (для уравнения Ван-дер-Ваальса $d = 2$, а для второго уравнения Дитеричи $d = 5/3$); a_d и b_d – постоянные параметры, соответствующие первому или второму (в зависимости от значения d) уравнению состояния (для азота $a_2 = 1,35 \cdot 10^5$ МПа·см⁶·моль⁻², $a_{5/3} = 2,1 \cdot 10^4$ МПа·см⁵·моль^{-5/3}, $b_2 = 38,6$ см³·моль⁻¹, $b_{5/3} = 20,6$ см³·моль⁻¹ [139]); p_{0Ti} – начальное давление газа, при температуре T определяется выражением (5.2) при $q_i = 0$.

В работе [140] для уравнения Ван-дер-Ваальса получено выражение, связывающее значение p и V при адиабатическом сжатии газа. Аналогичное выражение может быть получено для уравнения Дитеричи. Обобщая, запишем

$$\left[p_i + a_d \left(\frac{v_i}{V_i} \right)^d \right] (V_i - b_d v_i)^k = \left[p_{0Ti} + a_d \left(\frac{v_i}{V_i} \right)^d \right] (V_{i0} - b_d v_i)^k, \quad (5.4)$$

где $k = (R + C_v)/C_v = 1,4$ (R – универсальная газовая постоянная; C_v – теплоемкость грамм-молекул газа при постоянном объеме).

Преобразуя выражение (5.4), получим:

$$\left. \begin{aligned} S_{Bi} &= \left(S_{0Ti} / (1 - r_{1di} q_i)^k \right) \left[1 + A_{di} \left(1 - \frac{(1 - r_{1di} q_i)^k}{(1 - r_{2di} q_i)^d} \right) \right]; \\ S_{0Ti} &= p_{0Ti} F_0; \quad r_{1di} = F_0 / (V_{i0} - b_d v_i); \\ r_{2i} = r_i &= F_0 / V_{i0}; \quad A_{di} = a_d p_{0Ti}^{-1} (v_i / V_{i0})^d. \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

Таким образом, выражение (5.5) описывает зависимости $S_{Bi}(q_i)$ для газов Ван-дер-Ваальса ($d = 2$) и Дитеричи ($d = 5/3$) при изотермическом (статическом, $k = 1$) и адиабатическом ($k = 1,4$) сжатиях газа.

При ударном нагружении амортизатора часть энергии сжатого газа может быть потеряна в виде тепла, отданного окружающей среде. В работе [141]

делается попытка оценить эти потери энергии. Полученные в ней оценки чрезмерно завышены, так как предполагалось, что температура внутренней поверхности камеры с газом в процессе удара совпадает с температурой газа. Это было бы справедливо, если бы процесс удара протекал достаточно медленно, а коэффициент теплоотдачи газа стремился к бесконечности. В действительности для газов коэффициенты теплоотдачи и время, в течение которого происходит сжатие, малы. Решение нестационарной задачи теплообмена на этапе сжатия газа в поглощающем аппарате, когда учитывается теплообмен между внутренней поверхностью камеры и газом и предполагается, что внешняя поверхность аппарата сохраняет температуру окружающей среды благодаря плотным контактам с металлом вагона, показывает, что во время первого этапа удара вследствие теплообмена теряется не более 1 % энергии, полученной газом при адиабатическом сжатии [142].

Так как, кроме расхода тепла, возможен и его приток, обусловленный работой сил трения манжет поршней о стенки камеры и теплообменом с нагревающейся при дросселировании демпфирующей жидкостью, можно (в первом приближении) считать, что сжатие газа при ударах происходит адиабатически. Следовательно, для определения силы сопротивления газа при ударах необходимо пользоваться выражением (5.5) при $k=1,4$.

Вычисленные по формулам (5.1) и (5.2) значения силы $S_B(q)$ сопротивления реального газа изотермическому сжатию при разных температурах среды и зарядных (при $T_0 = 273$ К) давлениях азота в камере $p_0=5$ МПа и 9 МПа приведены соответственно в табл. 5.2 и 5.3. Для определенности рассматривается сжатие газа в камере высокого давления поглощающего аппарата ГА-500 [143] (ход плунжера, равный 0,1 м, соответствует наибольшему сжатию газа). Параметры, входящие в выражения (5.1) – (5.5), равны $r=r_2=8,57$ м⁻¹, а $r_{1,2}=9,47$ м⁻¹; $r_{1,5/3}=9,03$ м⁻¹ при начальном давлении $p_0=5$ МПа и $r_{1,2}=10,18$ м⁻¹; $r_{1,5/3}=9,36$ м⁻¹ при $p_0=9$ МПа. Значения A_d показаны в табл. 5.2 и 5.3 [3]. Там же приведены соответственно значения δ_1 , δ_2 и $\delta_{5/3}$ отклонений величин $S_B^{(1)}$, $S_B^{(2)}$, $S_B^{(5/3)}$, вычисленных с помощью уравнений состояния идеального газа, Ван-дер-Ваальса и второго уравнения Дитеричи, от значений S силы сопротивления реального газа изотермическому сжатию, определенных в соответствии с таблицей для коэффициентов z сжимаемости азота, взятой из работы [138], и выражениями (5.1) и (5.2).

Сравнение значений δ_1 , δ_2 и $\delta_{5/3}$, а также анализ свойств используемых интерполяционных уравнений состояния позволяют сделать вывод, что при сравнительно невысоких давлениях (до 30 МПа) вполне приемлемы уравнения состояния идеального газа. При более высоких давлениях в тех случаях, когда объем камеры существенно превышает «собственный объем» молекул газа, равный $v_b b_2$ по допущениям Ван-дер-Ваальса, наименьшую погрешность имеют расчеты, использующие уравнение при $d=2$. Когда это условие не выполняется, но объем камеры больше «собственного объема» мо-

лекул газа $v_i b_{5/3}$ по допущениям Дитеричи, предпочтение следует отдать уравнению (5.5) при $d = 5/3$. Поэтому для того чтобы выбрать для расчетов наиболее подходящее при данном сжатии интерполяционное уравнение состояния, необходимо определить величины $v_i b_2$ и $v_i b_{5/3}$ и сравнить их с объемом камеры i в данный момент времени.

В рассматриваемом примере при $q_i=0,1$ м объем камеры составляет $V_i=474$ см³, а при $q_i = 0,09$ м $V_i=758$ см³. В то же время при $p_{0i}=5$ МПа значения $v_i b_2=318$ см³ и $v_i b_{5/3}=170$ см³, а при $p_{0i}=9$ МПа значение $v_i b_2=525$ см³ и $v_i b_{5/3}=280$ см³. До тех пор пока значение $v_i b_2$ хотя бы в 2 раза меньше оставшегося объема камеры, следует для расчетов использовать уравнение Ван-дер-Ваальса. Если же значение $v_i b_2$ близко к объему камеры, пользоваться уравнением Ван-дер-Ваальса нельзя и следует применить уравнение Дитеричи (до тех пор, пока $v_i b_{5/3}$ меньше оставшегося объема камеры). Если же и это условие не соблюдается, то необходимо использовать другие уравнения состояния (например, Ван-Лаара [139]). При этом существенно осложнится расчет сил при адиабатическом сжатии газа.

Таблица 5.2

Результаты расчета восстанавливающей силы при начальном давлении $p_0 = 5$ МПа

T, K	$A_2 \cdot 10^3$	$A_{5/3} \cdot 10^3$	$q, \text{см}$	$S_B \cdot 10^2, \text{МН}$	$\delta_1, \%$	$\delta_2, \%$	$\delta_{5/3}, \%$	n_u	$\delta_n^u, \%$	$S_B^{5/3,a}, \text{МН}$	n_a	$\delta_n^a, \%$
223	208	239	0	11,4	0	0	0	1,09	0	11,4	1,61	0
			4	16	8	4	3		13	21		7
			8	34	7	-4	-6		18	66		11
			9	48	4	0	-9		19	116		6
			9,5	63	-8	9	-14		13	172		0
			10	95	-16	54	-20		0	300		-13
			10	95	-16	54	-20		0	300		-13
273	167	192	0	14	0	0	0	1,16	0	14	1,62	0
			4	23	-2	-9	-9		0	26		8
			8	47	-4	-6	-11		16	83		9
			9	69	-10	-3	-14		14	145		7
			9,5	91	-16	5	-19		10	215		0
			10	136	-27	45	-23		0	-		-
			10	136	-27	45	-23		0	-		-
323	138	158	0	17,2	0	0	0	1,18	0	17,2	1,58	0
			4	27	-3	-4	-5		5	32		4
			8	58	-6	0	-9		16	101		6
			9	86	-13	1	-13		14	176		0
			9,5	114	-19	11	-17		10	261		-6
			10	170	-29	49	-20		0	-		-
			10	170	-29	49	-20		0	-		-

Таблица 5.3

Результаты расчета восстанавливающей силы при начальном давлении $p_0=9$ МПа

T, K	$A_2 \cdot 10^3$	$A_{5/3} \cdot 10^3$	q , см	$S_B \cdot 10^2$, МН	δ_1 , %	δ_2 , %	$\delta_{5/3}$, %	n_u	δ_n^* , %	$S_B^{5/3,a}$, МН	n_a	δ_n^* , %
223	229	319	0	19,6	0	0	0	1,38	0	19,6	1,72	0
			4	29	3	0	0		21	37		9
			8	68	-9	10	-12		42	136		5
			9	114	-25	65	-20		32	270		-8
			9,5	200	-47	202	-35		0	-		-
			10	-	-	-	-		0	-		-
273	252	244	0	25,6	0	0	0	1,32	0	25,6	1,71	0
			4	37	5	5	3		0	49		7
			8	99	-18	9	-15		19	177		5
			9	168	-33	54	-23		7	350		-8
			9,5	284	-51	-	-25		-17	-		-
			10	-	-	-	-		-	-		-
323	205	200	0	31,4	0	0	0	1,32	0	31,4	1,67	0
			4	49	-2	0	-2		12	60		5
			8	129	-22	8	-17		12	217		0
			9	220	-38	49	-25		0	-		-
			9,5	-	-	-	-		-	-		-
			10	-	-	-	-		-	-		-

В рассматриваемом примере при $q_i=0,1$ м предпочтение отдается второму уравнению Дитеричи. В связи с этим в табл. 5.1 и 5.2 приведены значения силы сопротивления адиабатическому сжатию газа $S_B^{5/3,a}(q)$, полученные с помощью выражения (5.5) при $k=1,4$ и $d=5/3$.

В ряде случаев (для аналитических исследований, расчетов с помощью компьютера многомассовых механических систем с большим количеством гидрогазовых амортизаторов удара и др.) можно использовать аппроксимирующее выражение, которое аналогично уравнению политропы,

$$S_{Bi}(q_i) = S_{0mi} (1 - r_i q_i)^{n_i}, \quad (5.6)$$

где n_i – показатель политропы.

Так как желательно, чтобы аппроксимация имела наименьшие погрешности при больших значениях q_i и S_{Bi} , величину n_i можно определить с помощью выражения

$$n_i = \ln \left[S_{Bi}^*(q_i^*) / S_{0mi} \right] / \ln (1 - r_i q_i^*), \quad (5.7)$$

где q_i^* и S_{Bi}^* – координаты точки, в которой линия, соответствующая (5.6), пересекает аппроксимирующую зависимость. Эта точка выбирается на краях области, ограниченной допусаемым перемещением и допусаемой силой.

В табл. 5.1 и 5.2 символом n_u обозначено значение n_i в выражении (5.6), аппроксимирующем зависимость от q_i силы сопротивления реального газа изотермическому (статическому) сжатию, а символом n_a – значение n_i , при котором выражение (5.6) аппроксимирует принятую для расчетов зависимость от q_i силы сопротивления газа адиабатическому сжатию. Здесь же показаны величины δ_n^u и δ_n^a погрешностей аппроксимации. Значение n_u отличается от единицы, а значение n_a существенно превышает показатель адиабаты для идеального двухатомного газа.

В табл. 5.4 [3] приведены оценки показателя аппроксимирующей политропы, полученные в результате обработки данных экспериментальных исследований, проведенных Днепропетровским национальным университетом железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (ДИИТ) и Московским государственным университетом путей сообщения (МИИТ). Во время этих экспериментов испытывались поглощающие аппараты типа ГА-500 с полным ходом 120 мм и приведенным ходом поршня камеры низкого давления, равным 20 мм. Начальное давление азота в камере высокого давления с приведенным ходом поршня 100 мм составляло 5 МПа, т.е. сила начальной затяжки должна равняться 142 кН. В соответствии с чертежами и техническими условиями на испытываемые аппараты $r_2 = 8,57 \text{ м}^{-1}$. Для оценки значения n_2 отбирались те опыты, в которых ход аппарата был не менее 90 мм. При этом предполагалось, что поршень камеры низкого давления дошел до ограничителей. На основании этого, а также в соответствии с приведенными выше (см. выражение (4.12)) зависимостями $E_{ж.а}(p)$ оценка значений производилась по формуле

$$n_2 = \ln[S_{B2}(q_m)/S_{B2}(0)] / \ln(1 - r_2 q_{m2}) \quad (5.8)$$

где $S_{B2}(q_m) = |S(q_m)| / (1 + \kappa)$ ($S(q_m)$ – сила, сжимающая поглощающий аппарат в момент наибольшего сжатия; $\kappa = 0,1$ – коэффициент трения в манжетах); q_m – наибольшее сжатие поглощающего аппарата.

$$q_{m2} = q_m - \Delta_1 - S_{B2}(q_m) / k_{ж.а} , \quad (5.9)$$

где $\Delta_1 = 0,02$ м – приведенный ход поршня камеры низкого давления до ограничителей; $k_{ж.а} = 2,5 \cdot 10^2 [1 + S_{B2}(q_m)]$ МН/м – адиабатическая жесткость эквивалентного столба жидкости при $1 \text{ МН} < S_{B2} < 2 \text{ МН}$ (предполагается, что масло АМГ-10 не смешано с газом).

Из таблиц 5.2, 5.3 и 5.4 следует, что показатели политропы для аппроксимирующего выражения (5.6), полученные теоретически и экспериментально,

хорошо согласуются друг с другом и могут существенно превышать значение показателя адиабаты для двухатомного идеального газа, равное 1,4.

Таблица 5.4

Экспериментальная оценка показателя аппроксимирующей политропы

Условия испытаний	Номер опыта	v_0 , км/ч	q_m , мм	$S(q_m)$, МН	n_a
Соударения двух четырехосных вагонов	61	18,2	103	1,3	1,8
	58	14,7	103	1,3	1,8
	51	12	103	1,2	1,75
Соударение четырехосного вагона со сцепом	87	9,8	94	1,0	1,95
	98	11,8	98	1,3	2,03
	97	14,5	102	1,65	2,07
Соударения двух шестиосных вагонов	138	10,6	110	1,45	1,6
	139	12,8	112	1,76	1,7
	157	7,7	107	1,03	1,45
Соударение шестиосного вагона со сцепом	173	8,4	116	1,5	1,44
	176	9,7	119	1,02	1,44
	178	11,2	119	2,26	1,53
Среднее \pm стандарт	$n_2 = 1,71 \pm 0,23$				

При обработке экспериментальных результатов отсутствовала информация о ряде важных условий проведения опытов: температуре аппарата при заправке его газом и во время испытаний; процентном содержании газа в масле (оказывает влияние на модуль объемной упругости демпфирующей смеси и на перемещение поршня в камере высокого давления); деформациях корпуса аппарата, поэтому полученные экспериментальные значения n_2 могут выступать лишь в качестве оценочных. Но при наличии перечисленных данных экспериментальные значения n_2 будут служить качественными показателями.

6. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОГАЗОВОГО ПОГЛОЩАЮЩЕГО АППАРАТА

Следующим классом поглощающих аппаратов являются аппараты, у которых в качестве рабочего тела служит жидкость или газ. Рассмотрим для примера математическое описание работы гидрогазового поглощающего аппарата ГА-500 [143].

Аппарат работает следующим образом (рис. 6.1). Сила, сжимающая аппарат, заставляет плунжер 8 перемещаться внутрь корпуса 2. При этом рабочая жидкость АМГ-10 из гидравлической камеры В вытесняется через жиклеры в неподвижной перегородке 4 в полость между перегородкой 4 и плавающим поршнем 3, который перемещается и сжимает газ в камере А низкого давления. При перемещении этого поршня на 20 мм он упирается в днище аппарата. Как только давление в полости В между плунжером 8 и перегородкой 4 превысит начальное давление в камере В высокого давления, жидкость начнет вытесняться в полость между поршнем 6 плунжера 8 и плавающим поршнем 7 через жиклеры в поршне 6 и профилированные канавки в штоке 5. Газ в полости В сжимается. Жидкость, перетекая через указанные отверстия, испытывает сопротивление и создает сопротивление сжатию аппарата, пропорциональное квадрату скорости перемещения плунжера внутрь корпуса аппарата.

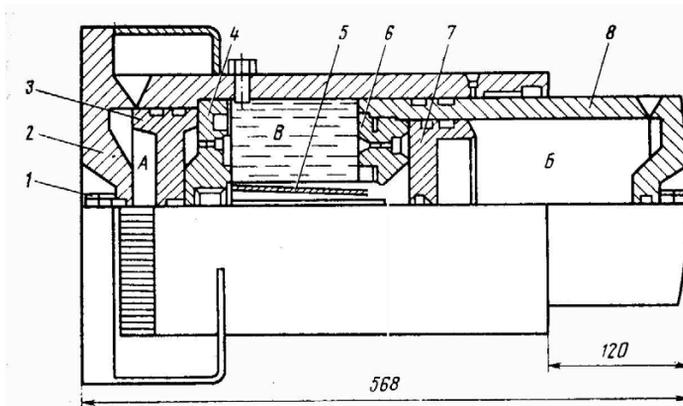


Рис. 6.1. Конструктивная схема поглощающего аппарата ГА-500

Усилие, сжимающее поглощающий аппарат, таким образом преодолевает силу сопротивления газа сжатию в камерах А и В и силу гидродинамического сопротивления жидкости перетеканию из камеры В в другие камеры.

Плунжер ограничивает камеру О, а поршни 1 и 2 отделяют камеры 1 и 2, заполненные газом, от остального пространства, заполненного жидкостью АМГ-10 (рис. 6.2).

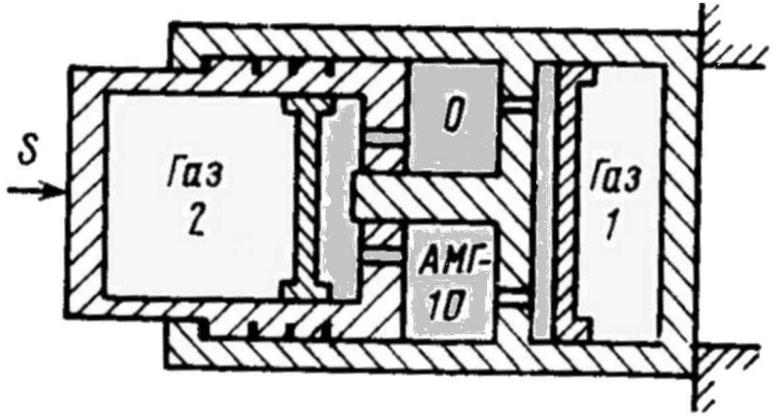


Рис. 6.2. Расчетная схема поглощающего аппарата ГА-500

В этом случае [3; 142]

$$\left. \begin{aligned} S_0 &= \frac{|S|}{(1 + \kappa_0 \operatorname{sign} q_0)}; \\ q_0 &= q_1 + q_2 + S_0/k_{\text{ж}}. \end{aligned} \right\} \quad (6.1)$$

В соответствии с формулами (4.27)

$$\left. \begin{aligned} \dot{q}_1 &= \sqrt{\beta_1^{-1} |S_0 - S_1|} \operatorname{sign}(S_0 - S_1); \quad S_1 = S_{B1} (1 + \kappa_1 \operatorname{sign} \dot{q}_1); \\ \text{if } ((0 < q_1 < \Delta) \cap (|S_0 - S_1| > \kappa_{B1} S_{B1})) \cup ((q_1 = 0) \cap (S_0 > S_{10}(1 + \kappa_1))) \cup \\ &\cup ((q_1 = \Delta_1) \cap (S_0 < S_{B1}(\Delta_1)(1 - \kappa_1))), \\ &\text{otherwise } \dot{q}_1 = 0; \end{aligned} \right\} \quad (6.2)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{q}_2 &= \sqrt{\beta_2^{-1} (q_0) |S_0 - S_2|} \operatorname{sign}(S_0 - S_2); \quad S_2 = S_{B2} (1 + \kappa_2 \operatorname{sign} \dot{q}_2); \\ \text{if } ((0 < q_2) \cap (|S_0 - S_{B2}| > \kappa_2 S_{B2})) \cup ((q_0 = \Delta) \cap (S_0 < S_{B2}(q_2)(1 - \kappa_2))) \cup \\ &\cup ((q_2 = 0) \cap (S_0 > S_{B0}(1 + \kappa_2))), \\ &\text{otherwise } \dot{q}_2 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.3)$$

В выражениях (6.2) и (6.3)

$$\left. \begin{aligned} S_{Bi} &= S_{i0} (1 - r_i q_i)^{-n_i}; \\ r_i &= F_0 / V_{i0}; \quad i=1,2, \end{aligned} \right\} \quad (6.4)$$

где n_i – показатели политропы, которые определяются предварительно так же, как описано ранее; Δ_1 – ограничение перемещения поршня 1; Δ – ограничение перемещения плунжера. Коэффициент $b_2(q_0)$ принимает различные значения в зависимости от знака \dot{q}_0 .

Обобщая, можно заменить дифференциальные уравнения в выражениях (6.2) и (6.3) дифференциальными уравнениями вида

$$\dot{q}_j = \mu f_j(q_j^*) \sqrt{2(\rho F_0^3)^{-1} |S_0 - S_j| \text{sign}(S_0 - S_j)}, \quad j=1,2, \quad (6.5)$$

где $f_j(q_j^*)$ – зависимость площади дросселирующих отверстий от перемещений q^* , управляющих изменением сил гидравлического сопротивления.

Проверка описанной выше математической модели гидравлических поглощающих аппаратов осуществлялась путем сопоставления результатов электронного моделирования с помощью аналоговых вычислительных машин (АВМ) и численного с помощью ЭВМ интегрирования с экспериментальными данными, полученными при соударениях вагонов.

Эксперименты показывают, что с увеличением скорости соударений, начиная с $v_0=10\dots 12$ км/ч, уменьшается коэффициент λ прикрытия, равный доле кинетической энергии удара, за счет которой совершается работа по сжатию поглощающих аппаратов. Это уменьшение при соударении четырехосных полувагонов со скоростью $v_0=18,2$ км/ч достигает 20...25 % и соответствует уменьшению массы груза, жестко связанной с кузовом вагона. Остальная часть груза может смещаться. Пренебрегая силой взаимодействия перемещающейся части груза с остальным грузом и кузовом вагона, можно считать, что в соударении участвуют тела с меньшей массой.

Для сопоставления результатов электронного моделирования и расчетов с данными экспериментов принималось $S_{10}=35$ кН; $S_{20}=125$ кН; $r_1=37,6$ м⁻¹; $r_2=8,3$ м⁻¹; $k_{ж}=320$ МН/м; $\kappa=0,1$; $\kappa_1=\kappa_2=0$, $n_1=1,4$; $n_2=1,5$; $\beta_1=10$ МНс²/м, а значение $b_2(q_0)$ МНс²/м², задавалось как

$$b_2(q_0) = \begin{cases} 0,64 + 6,65q_0 + 67,5 \cdot 10^5 q_0^7, & \text{if } \dot{q}_0 \geq 0; \\ 0,1 + 1,1q_0 + 760 \cdot 10^5 q_0^7, & \text{if } \dot{q}_0 < 0. \end{cases} \quad (6.6)$$

Силовые характеристики поглощающего аппарата, полученные экспериментально при соударении двух четырехосных вагонов со скоростью $v_0=18,2$ км/ч, с помощью электронного моделирования и ЭВМ [144; 145], приведены на рис. 6.3, а.

На рис. 6.3, б линиями 1 показаны результаты опытов, а линиями 2 – электронного моделирования, полученные при исследованиях соударений восьмиосных полувагонов в случаях, когда оба вагона были оборудованы

газопоглощающими аппаратами (сплошные линии, $v_0=10$ км/ч) и когда аппарат на одном из вагонов был заклинен (штриховые линии, $v_0=6$ км/ч).

Теоретические и экспериментальные исследования свойств газопоглощающих аппаратов позволили убедиться в их достоинствах и выявить некоторые их основные недостатки.

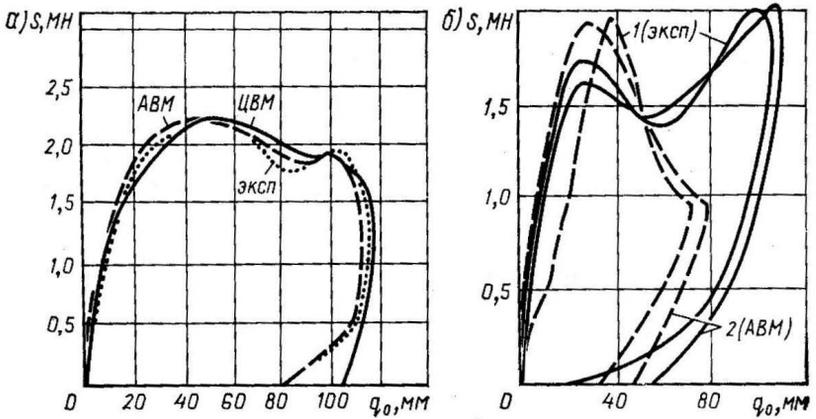


Рис. 6.3. Силовые характеристики поглощающего аппарата ГА-500, полученные экспериментально и методами математического моделирования

Первый недостаток состоит в том, что трудно удовлетворить одновременно двум требованиям: обеспечить эффективную амортизацию ударов при маневрах и уравновесить значительную квази-постоянную силу в поездах. Чтобы удовлетворить второму условию, необходимо повышать давление газа в камерах. Это, особенно для аппаратов с увеличенным ходом, приводит к тому, что при соударениях вагонов, когда реальный газ сжимается практически адиабатически, аппарат не реализует возможный ход при силах, превышающих допустимый уровень. В этих случаях динамическая жесткость газовой пружины существенно превышает продольную жесткость конструкции вагона.

Второй недостаток заключается в том, что поглощающий аппарат восстанавливает исходное состояние с некоторым запаздыванием. Это может приводить к временному появлению или увеличению зазоров в соединениях.

Третий недостаток связан с тем, что с увеличением скорости удара увеличивается и крутизна нарастания силовой характеристики поглощающего аппарата, что вызывает появление значительных виброускорений при соударении вагонов.

Если первые два недостатка можно исключить, регулируя количество газа в рабочей камере аппарата, то третий может быть исправлен лишь включением последовательно с газопоглощающим аппаратом деформируе-

мого элемента, ограничивающего крутизну нарастания силовой характеристики аппарата. Конструктивно это может быть осуществлено, например, включением последовательно с гидрогазовым устройством резинометаллического аппарата, ограничивающего при ударах крутизну нарастания силовой характеристики и работающего в поезде, когда гидрогазовое устройство с оптимальным по условиям удара начальным давлением газа выключается из работы. Таким устройством является описанный в обзоре [146] концевой поглощающий аппарат «Fregat-Saver» с ходом 381 мм. Математическое моделирование работы такого аппарата может быть осуществлено описанными ранее соотношениями.

7. УТОЧНЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ВОССТАНАВЛИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ АМОРТИЗАТОРОВ УДАРА И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОПОР

В этом разделе рассматривается уточненная математическая модель процессов сжатия–разрежения газа пневматических восстанавливающих устройств амортизаторов удара и пневматических опор, так как приведенная в разделе 5 математическая модель приемлема лишь для одиночных ударов, которые имеют место при соударении вагонов во время маневров, когда длительность удара достаточно мала и можно пренебречь теплообменом газа с окружающей средой. Однако уже при математическом моделировании повторяющихся ударов или продолжительных нестационарных процессов, пневмоопоры, амортизирующей вибрации нельзя пренебрегать теплообменом с окружающей средой. Рассматривать процессы в газе как изотермические можно только в стационарном режиме движения, определяя установившуюся температуру газа аналогично тому, как это делалось при оценке температуры рабочей жидкости гидравлического гасителя колебаний. Пневматические опоры транспортных средств, работая в условиях стационарных вибраций, тем не менее амортизируют отдельные удары – кратковременные выбросы, но при этом процессы в газе в течение времени удара нельзя считать изотермическими.

Попытка решить подобную задачу при моделировании процессов в газе шасси самолетов выполнена в работе [141]. Автор использует для вычисления давления газа выражение политропы идеального газа, показатель которой определяется из дифференциального уравнения, использующего уравнение теплового баланса.

В этом разделе задача моделирования работы пневмоопор или пневмоамортизаторов в случаях стационарных и нестационарных тепловых процессов решается с помощью шаговых методов численного интегрирования дифференциальных уравнений [145; 147].

Так как рассматриваемые здесь математические модели относятся к амортизаторам ударов, когда давления в жидкости и газе изменяются в широком диапазоне и достигают 100 и более мегапаскалей, то уравнения состояния для расчетов принимаются в виде

$$\frac{pV}{z(p, T)} = \nu RT, \quad (7.1)$$

или

$$\left[p + a_d \left(\frac{\nu}{V} \right)^d \right] (V - \nu b_d) = \nu RT, \quad (7.2)$$

где p и V – давление в полости с газом и ее объем соответственно; $z(p, T)$ – определенная экспериментально [138] таблично заданная функция, характе-

ризующая сжимаемость реального газа; ν – число молей газа в полости; R и T – соответственно универсальная газовая постоянная и абсолютная температура газа в градусах Кельвина, $R=8,31$ Дж (моль·К)⁻¹ [127]; d – индекс и показатель степени, которые при $d = 2$ представляют уравнение состояния реального газа (7.2) как уравнение Ван-дер-Ваальса, а при $d = 5/3$ – как второе уравнение Дитеричи. Постоянные a_d и b_d соответственно равны:

$$a_d = a_2 = 1,35 \cdot 10^5 \text{ МПа} \cdot \text{см}^6 \cdot \text{моль}^{-2}, \quad b_d = b_2 = 38,6 \text{ см}^3 \cdot \text{моль}^{-1},$$

$$a_d = a_{5/3} = 2,1 \cdot 10^4 \text{ МПа} \cdot \text{см}^5 \cdot \text{моль}^{-5/3}, \quad b_d = b_{5/3} = 20,6 \text{ см}^3 \cdot \text{моль}^{-1} \text{ [139]}.$$

Величина ν вычисляется как $\nu = \rho_0(p_0, T_0)V_0/\mu$, где ρ – плотность газа, индексом 0 отмечено состояние при заправке камеры с начальным объемом V_0 газом с температурой T_0 до давления p_0 ; μ – масса одного моля газа.

При использовании шаговых методов численного интегрирования [145; 147] дифференциальных уравнений движения предполагается, что в момент времени t известны все обобщенные координаты и обобщенные скорости, определяющие состояние динамической системы в целом. Состояние механической системы определяется значениями скоростей ν и перемещений или деформаций q с индексами, конкретизирующими тело или соединение тел. Эти обобщенные координаты и скорости в термодинамической системе (которая включает в себя механическую) дополняются температурами T газа всех элементов, в которых состояние газа дополняет определение состояния системы в целом. Таким образом, будем считать, что в момент времени t известны все значения $\nu(t)$, $q(t)$ и $T(t)$. Объем камеры в этот момент времени вычислится как

$$V(t) = V_0 - F_0 q(t), \quad (7.3)$$

где F_0 – площадь плунжера или поршня.

В большинстве случаев деформациями оболочек можно пренебречь. Если оболочка выполнена из резины или другого эластомера с металлическим или стекловолоконным кордом, то ее деформации могут существенно изменить объем рабочей полости. Тогда формула (7.3) для вычисления объема, занимаемого газом, заменяется выражением

$$V(t) = V_0(1 + \varepsilon) - F_0 q(t), \quad (7.4)$$

где ε – величина объемной деформации оболочки, вычисляемая известными способами. В конечном виде она может быть определена как

$$\varepsilon = \frac{P}{k_V}, \quad (7.5)$$

где k_V – коэффициент объемной жесткости оболочки, приведенный к силе P , действующей на плунжер или поршень со стороны газа.

Вычисления на каждом шаге интегрирования для момента $t + \Delta t$ начинаются с вычисления значений обобщенных координат, то есть $q(t + \Delta t)$, в том

числе и объема камеры $V(t + \Delta t)$. После этого вычисляется температура газа в соответствующей камере.

Вычисление температуры начнём с определения ее приближенного значения, считая, что в течение времени Δt газ сжимается или разрежается изотропно адиабатически.

Свободная энергия F_e газа (в обозначениях работы [140]) равна

$$F_e = F_{eig} - \nu RT \ln\left(1 - \frac{b_d \nu}{V}\right) - \frac{a_d \nu^d}{V^{d-1}}. \quad (7.6)$$

Здесь F_{eig} – свободная энергия идеального газа.

Энтропия S_3 реального газа определяется как $S_3 = -\frac{\partial F_e}{\partial T}$. Тогда, пользуясь выражением (7.6), получим

$$S_3 = S_{3ig} + R \ln\left(1 - \frac{b_d \nu}{V}\right), \quad (7.7)$$

где S_{3ig} – энтропия идеального газа, которую с точностью до постоянной величины можно представить в виде выражения $S_{3ig} = R \ln V + C_V \ln T$ [140], в котором C_V – теплоемкость одного моля газа при постоянном объеме. Таким образом, энтропия газа с точностью до постоянной величины может быть представлена для изотропного адиабатического процесса выражением

$$S_3 = R \ln V + C_V \ln T + R \ln\left(1 - \frac{b_d \nu}{V}\right) = \text{const.}$$

Отсюда следует

$$T (V - b_d \nu)^{k-1} = \text{const.} \quad (7.8)$$

Постоянная b_d выбирается из приведенных выше значений в зависимости от того, какое интерполяционное уравнение состояния принимается в данный момент, $k = (C_V + R)/C_V$ – показатель адиабаты, равный 1,4 для газа с двухатомными молекулами.

При выборе интерполяционного уравнения состояния газа в данный момент времени исходим из следующих соображений (допуская приблизительно 10 %-ную погрешность):

1) если давление меньше 20 МПа и температура вблизи 0 °С, то используется уравнение идеального газа, при этом постоянные $a_d = 0$, $b_d = 0$;

2) если указанные условия не соблюдаются, то принимаются значения постоянных, соответствующих интерполяционному уравнению Ван-дер-Ваальса до тех пор, пока значение объема камеры хотя бы в 3 раза не будет больше собственного объема молекул газа Ван-дер-Ваальса, равного $b_d \nu$;

3) если не соблюдается последнее условие, то используются значения по-

стоянных, соответствующих второму уравнению Дитеричи до тех пор, пока объем камеры с газом хотя бы в 3 раза не будет превышать собственный объем молекул газа Дитеричи, равный $b_d v$.

Практика расчетов показывает, что этих уравнений достаточно для расчета сил, соответствующих условиям эксплуатации таких амортизаторов. В противном случае необходимо подыскивать другие интерполяционные уравнения состояния, например, Ван-Лаара [139].

Пользуясь выражением (7.8), можем записать равенство

$$T(t)[V(t) - b_d v]^{k-1} = T_a(t + \Delta t)[V(t + \Delta t) - b_d v]^{k-1}, \quad (7.9)$$

из которого как первое приближение определяется температура T_a газа в момент $t + \Delta t$:

$$T_a(t + \Delta t) = T(t) \left[\frac{V(t) - b_d v}{V(t + \Delta t) - b_d v} \right]^{k-1}. \quad (7.10)$$

Далее предполагается, что наружная температура равна T_n , а коэффициент теплоотдачи газа равен α_g и определяется экспериментально для конкретных условий эксплуатации амортизатора (материал корпуса амортизатора, особенности креплений амортизатора к амортизируемой конструкции, особенности эксплуатации этой конструкции и охлаждения корпуса, и т.п.). Это значит, что за время Δt газ потеряет часть тепла, равную

$$\Delta Q_B = -\alpha_g [0,5T_a(t + \Delta t) + 0,5T(t) - T_n] \Delta t. \quad (7.11)$$

Одновременно в течение этого же интервала времени газ получит некоторое количество тепла от внешних источников. Этими источниками является тепло, возникающее при трении манжетов плунжера или поршня о стенки корпуса камеры, а также тепло, передаваемое газу при нагревании жидкости в гидравлических гасителях при ее дросселировании через местные сопротивления. При использовании резиновых оболочек для пневмоопор газ может также нагреваться вследствие деформаций самих резиновых оболочек.

Количество тепла, получаемое газом от трения манжетов плунжера или поршня за время Δt , с некоторым завышением составит, Ккал,

$$\Delta Q_{тр} = 0,24\kappa S_B(t) \dot{q}(t) \Delta t, \quad (7.12)$$

где κ – коэффициент трения манжетов о стенки камеры, $S_B(t)$ – сила сопротивления газа сжатию (в килоньютонах) в момент времени t . Коэффициент трения манжетов о стенки камеры обычно принимается для резиновых уплотнений приблизительно равным 0,1, а для второпластовых уплотнений – 0,05 и меньше.

Количество тепла, получаемое газом от встроенного в рассматриваемый амортизатор гидравлического гасителя колебаний, составит, Ккал,

$$\Delta Q_g = 0,24S_g \dot{q} \Delta t = 0,24\beta |\dot{q}|^3 \Delta t, \quad (7.13)$$

где S_g – сила сопротивления при дросселировании жидкости в гидравлическом гасителе колебаний; β – коэффициент гидравлического сопротивления.

Анализируя информацию, приведенную в работе [108], можно приближенно такую оболочку рассматривать, как нелинейный упруговязкий элемент с коэффициентом вязкого сопротивления деформированию β_k . При этом сила вязкого сопротивления деформированию этого элемента оценивается как

$$P_{vk} = \beta_k |\dot{\varepsilon}| \dot{\varepsilon}.$$

Приближенное значение $\dot{\varepsilon}$ может быть вычислено разностным способом, например, как

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\varepsilon(t) - \varepsilon(t - \Delta t)}{\Delta t}.$$

Работу этой силы за время Δt вычислим с помощью выражения

$$A_{vk} = \beta_k |\dot{\varepsilon}| \dot{\varepsilon}^2 \Delta t.$$

Часть этой работы будет затрачена на структурные перестройки в эластомере, часть ее пойдет на нагревание самой оболочки, а часть ΔQ_{vk} , которую мы определим коэффициентом ψ , – на дополнительное нагревание газа. Таким образом,

$$\Delta Q_{vk} = \psi \beta_k |\dot{\varepsilon}| \dot{\varepsilon}^2 \Delta t. \quad (7.14)$$

Пользуясь выражениями (7.9)-(7.14), найдем суммарное количества тепла, полученное газом за время Δt , то есть

$$\Delta Q = \Delta Q_B + \Delta Q_{тр} + \Delta Q_g + \Delta Q_{vk}. \quad (7.15)$$

При отсутствии какого-либо из перечисленных источников тепла соответствующее слагаемое приравнивается нулю.

Выражение (7.15) позволяет найти поправку к температуре газа, определенной выражением (7.10):

$$\Delta T = \frac{\Delta Q}{C_V \rho(p_0, T_0) V_0} = \frac{\Delta Q}{C_V \nu m}, \quad (7.16)$$

после чего можно определить температуру газа в конце шага интегрирования, а именно, в момент времени $t + \Delta t$:

$$T(t + \Delta t) = T_a(t + \Delta t) + \Delta T. \quad (7.17)$$

Найдя температуру газа в момент времени $t + \Delta t$, с помощью уравнения состояния (7.1) или (7.2) определяем давление

$$p(t + \Delta t) = z [p(t), T(t + \Delta t)] \frac{vRT(t + \Delta t)}{V(t + \Delta t)}, \quad (7.18)$$

или

$$p(t + \Delta t) = \frac{vRT(t + \Delta t)}{V(t + \Delta t) - b_d v} - a_d \left[\frac{v}{V(t + \Delta t)} \right]^d. \quad (7.19)$$

Показатель степени d и соответствующие ему постоянные определяются, исходя из описанных выше условий.

Далее вычисляются сила сопротивления газа сжатию $S_B(t + \Delta t) = F_0 p(t + \Delta t)$, ускорения и скорости тел в момент времени $t + \Delta t$ в соответствии с дифференциальными уравнениями движения рассматриваемой системы и выбранным шаговым методом численного интегрирования дифференциальных уравнений движения.

Блок-схема программы для численного моделирования движения механической системы с пневмоэлементами приведена на рис. 7.1. Эта программа по своей структуре аналогична приведенной в работе [145]. Отличие лишь в том, что до вычисления сил должны быть вычислены значения температур и давлений газа в камерах.

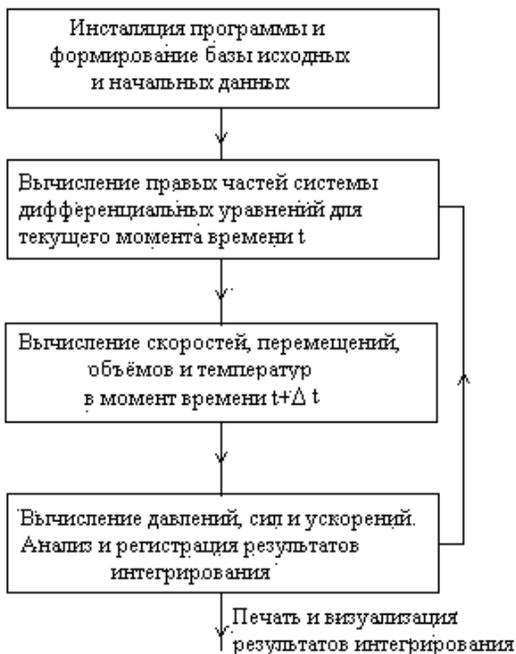


Рис. 7.1. Блок-схема программы для численного интегрирования

8. ГИДРОГАЗОВЫЙ ПОГЛОЩАЮЩИЙ АППАРАТ С ПЕРЕМЕННОЙ МАССОЙ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Рассмотренный в разд. 6 гидрогазовый аппарат, строго говоря, также является устройством с переменной массой рабочего тела. Рабочее тело – столб жидкости между плунжером и плавающим поршнем. Масса жидкости в камере *B* на рис. 6.1 или в камере *O* на рис. 6.2 изменяется в процессе сжатия поглощающего аппарата. Но это изменение массы жидкости связано только с изменением длины пространства, занятого жидкостью, и влияет только на коэффициент жесткости столба жидкости, который достаточно велик и не является определяющим при формировании силовой характеристики поглощающего аппарата. Эта жесткость совместно с другими конструктивными деформируемыми элементами лишь ограничивает крутизну нарастания силы при ударном сжатии поглощающего аппарата. В изобретении [148] описана конструкция гидрогазового поглощающего аппарата с переменным количеством газа в рабочей камере.

Особенностью газовых амортизаторов удара или газовых элементов с большим ходом является то, что при большом количестве газа в камере возрастает величина силы начальной затяжки, амортизатор хорошо работает при медленных, квазиизотермических процессах, но не реализует свой ход при ударных нагрузках, так как во время адиабатических процессов при больших ходах аппарата его жесткость превышает жесткость амортизируемой конструкции. При уменьшении же количества газа в рабочей камере поглощающий аппарат с большим ходом хорошо функционирует при ударах, но при медленных квазистатических нагрузках исчерпывает свой ход при сравнительно малых силах. Эти противоречия преодолены в поглощающем аппарате с переменным количеством газа в рабочей камере.

На рис. 8.1 изображена схема-разрез поглощающего аппарата [148] с переменным количеством газа в рабочей камере. Аппарат включает в себя цилиндрический корпус *1* с днищем *2* и открытой горловиной. По продольной оси аппарата на днище *2* корпуса смонтирован сменный профилированный стержень *3*, в канале которого установлен регулируемый предохранительный клапан *4*. В горловине корпуса размещен подвижный стакан *5*. На открытом конце стакана закреплен силовой поршень *6*, снабженный центральным отверстием *7* для прохода профилированного стержня. Внутри стакана перемещается плавающий поршень *8* и установлено промежуточное днище *9* с каналом *10*, в котором расположен установленный на наружном днище стакана клапан *11* двойного действия, состоящий из клапанов максимального и минимального давления. Перемещение стакана из корпуса ограничивается стопорной гайкой *12*. Камеры с газом низкого *13* и высокого *14* давления заполняются техническим азотом через зарядный клапан *15*. Камера *14* высокого давления может быть расположена либо за промежуточным днищем *9* в том же стакане, где и рабочая камера *13* низкого давления, либо вне стакана. Гидравлическая камера *16* заполняется жидкостью (например, маслом

АМГ-10) через отверстие 7. Для предотвращения вытекания жидкости или газа плавающий поршень, наружная поверхность стакана, профилированный стержень и клапаны снабжены уплотнениями.

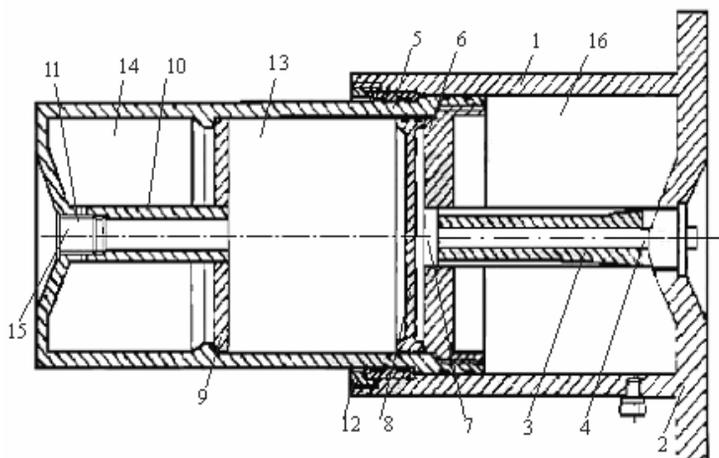


Рис. 8.1. Схема поглощающего аппарата с переменным количеством газа в рабочей камере

Аппарат работает следующим образом. В исходном состоянии давление в рабочей камере 13 низкого давления равно номинальному – зарядному, а давление в камере 14 (ресивере) – в несколько раз выше. При квазистатическом сжатии на прямом ходе стакан 5 перемещается внутрь корпуса 1 и жидкость из камеры 16 вытесняется через отверстие 7 в запоршневую область. Плавающий поршень перемещается и сжимает газ в камере низкого давления. Как только давление в рабочей камере 13 превышает величину давления, установленную клапаном максимального давления, которое должно быть выше, чем давление в камере 14, клапан 11 открывается и часть газа из камеры 13 переходит в камеру 14. При этом ограничивается максимальное усилие при сжатии газа и обеспечивается рассеивание энергии газа за счет его расширения при переходе из камеры 13 в камеру 14. Таким образом, количество газа в рабочей камере 13 меняется в процессе работы поглощающего аппарата. На обратном ходе клапан максимального давления закрывается. Сжатый в камере 13 газ возвращает плавающий поршень в исходное состояние, вытесняя при этом жидкость из запоршневой области в камеру 16. При падении в камере 13 давления ниже номинального открывается клапан минимального давления и газ из камеры 14 возвращается в камеру 13, поддерживая в ней номинальный уровень давления. Это обеспечивает постоянный уровень силы, выталкивающей жидкость и возвращающей аппарат в исходное состояние. При динамическом нагружении к силе сопротивления газа в камере 13

добавляется сила сопротивления жидкости, возникающая при перетекании ее через проходное отверстие. Если сила, сжимающая аппарат, превышает допустимый уровень, открывается предохранительный клапан 4, который понижает гидросопротивление аппарата и поддерживает усилие на постоянном уровне. Этот уровень регулируется в зависимости от потребностей клапаном 4.

На графиках, приведенных на рис. 8.2, показаны качественно ожидаемые силовые характеристики аппарата при статическом (изотермическом) нагружении (линия 1), динамическом нагружении (линия 2) и зависимость силы сопротивления газа сжатию при динамическом (адиабатическом) нагружении от величины хода аппарата (линия 3). Здесь S_H – величина силы начальной затяжки, соответствующая номинальному давлению в камере 13, S_T – ограничение по силе сопротивления газа, соответствующее давлению срабатывания регулируемого клапана максимального давления газа, q – перемещение силового поршня b аппарата с ходом Δ , S_g – уровень силы, при котором откроется регулируемый клапан, если давление в камере 16 превышает заданный уровень.

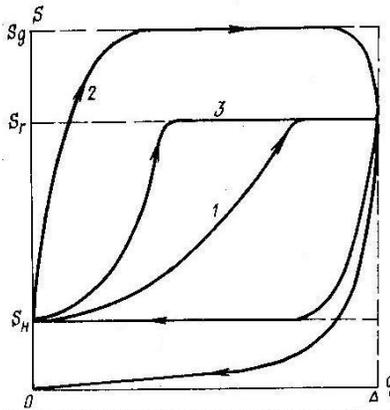


Рис. 8.2. Силовые характеристики поглощающего аппарата с переменным количеством газа в рабочей камере

Из приведенного рисунка видно, что силовая характеристика только газовой части такого аппарата может быть достаточно энергоемкой со значительным коэффициентом рассеивания энергии.

Рассмотрим математическую модель такого амортизирующего устройства [149].

Так как рассматриваемый аппарат является гидрогазовым, то в целом мы можем использовать математическую модель, описанную в разд. 4, применив дифференциальные уравнения вида (4.27), или с помощью модели, описанной в разд. 6 уравнением (6.5). Особенность математической модели в дан-

ном случае заключается в способе вычисления восстанавливающей силы S_B при сжатии переменных количеств газа. Математическая модель строится с помощью пошаговых алгоритмов численного интегрирования дифференциальных уравнений систем с устройствами, использующими переменное количество газа в рабочей камере.

Как и в предыдущих разделах, приведенную к площади поршня силу S_B можно определить из выражения

$$S_B = F_0 p_1, \quad (8.1)$$

где F_0 – площадь силового поршня 6 , а p_1 – давление газа в рабочей камере 13 , приведенное к давлению газа в камере 16 .

Далее будем рассматривать рабочую камеру 13 на рис. 8.1, как камеру с индексом 1. Состояние газа в этой камере в каждый момент времени t определяется его количеством, выраженным числом молей ν_1 , а также температурой T_1 , объемом камеры V_1 и давлением p_1 . Аналогично, но с индексом 2 обозначены параметры, характеризующие состояние газа в камере 14 – ресивере. Для определения давления газа в камерах используется уравнение состояния реального газа

$$p_i V_i = z_i(p_i, T_i) \nu_i R T_i, \quad i = 1, 2, \quad (8.2)$$

где $z_i(p_i, T_i)$ – коэффициент сжимаемости реального газа, определенный экспериментально и представляемый либо в виде таблиц [138], либо графически [150; 151].

Сперва определим температуру газа вследствие изменения объема рабочей камеры, перетекания газа из камеры в камеру, теплообмена и теплоотдачи. Для упрощения пренебрегаем деформацией оболочки камеры. Объем рабочей камеры в любой момент времени t при перемещении q силового поршня составит

$$V_1(t) = V_{10} - F_0 q(t), \quad V_2 = V_{20} = \text{const}, \quad (8.3)$$

где V_{10} – начальный объем рабочей камеры, V_{20} – постоянный объем ресивера 14 . Скорость изменения объема составит

$$\dot{V}_1 = -F_0 \dot{q}. \quad (8.4)$$

Значения q и \dot{q} определяются в процессе интегрирования дифференциальных уравнений движения системы с рассматриваемым амортизатором, то есть известны для любого момента времени t .

Энтальпия (теплосодержание) W газа определяется выражением [140; 150; 151]

$$W = E + pV, \quad (8.5)$$

где E – внутренняя энергия газа. Принимая во внимание, что $W = \nu C_p T$ и $E = \nu C_v T$, а C_p и C_v – теплоемкости одного моля газа при постоянных дав-

лении и объеме, запишем выражение для энтальпии газа в обеих камерах в виде

$$v_i C_p T_i = v_i C_v T_i + p_i V_i, \quad i = 1, 2. \quad (8.6)$$

С достаточной степенью точности можно считать, что $C_p - C_v = R$, где R – универсальная газовая постоянная.

Производные по времени составят

$$v_1 R \dot{T}_1 = -\dot{v}_1 R T_1 + \dot{p}_1 V_1 + p_1 \dot{V}_1, \quad (8.7)$$

$$v_2 R \dot{T}_2 = -\dot{v}_2 R T_2 + \dot{p}_2 V_2. \quad (8.8)$$

Производные давления по времени найдем, пользуясь интерполяционными уравнениями состояния реального газа, взятыми в виде уравнения Ван-дер-Ваальса или второго уравнения Дитеричи, представленными в виде

$$\left[p_i + a_{di} \left(\frac{v_i}{V_i} \right)^{d_i} \right] (V_i - v_i b_{di}) = v_i R T_i, \quad i = 1, 2, \quad (8.9)$$

где p_i и V_i – соответственно давление газа в камерах и их объем, v_i – число молей газа в камерах; R и T_i – универсальная газовая постоянная и абсолютные температуры газа (в градусах Кельвина) соответственно, $R=8,31$ Дж (моль·К)⁻¹ [127]; d_i – индексы и показатели степени для уравнений состояния газа в каждой из камер, которые при $d_i = 2$ представляют уравнение состояния реального газа (8.9) как уравнение Ван-дер-Ваальса, а при $d_i = 5/3$ – как второе уравнение Дитеричи. Постоянные a_{di} и b_{di} соответственно равны [139]:

$$\begin{aligned} a_d = a_2 = 1,35 \cdot 10^5 \text{ МПа} \cdot \text{см}^6 \cdot \text{моль}^{-2}, & \quad a_d = a_{5/3} = 2,1 \cdot 10^4 \text{ МПа} \cdot \text{см}^5 \cdot \text{моль}^{-5/3}, \\ b_d = b_2 = 38,6 \text{ см}^3 \cdot \text{моль}^{-1}, & \quad b_d = b_{5/3} = 20,6 \text{ см}^3 \cdot \text{моль}^{-1}. \end{aligned}$$

При выборе интерполяционного уравнения состояния газа в данный момент времени для каждой из камер исходим из следующих соображений (допуская приблизительно 10 %-ную погрешность):

- значения постоянных, соответствующих интерполяционному уравнению Ван-дер-Ваальса, принимаются до тех пор, пока значение объема камеры хотя бы в 3 раза больше собственного объема молекул газа Ван-дер-Ваальса, равного $b_2 v_i$;

- если не соблюдается последнее условие, то используются значения постоянных, соответствующих второму уравнению Дитеричи (до тех пор, пока объем камеры с газом хотя бы в 3 раза превышал собственный объем молекул газа Дитеричи, равный $b_{5/3} v_i$).

Обозначим буквой G_v расход газа в количествах молей за одну секунду

при его перетекании из камеры 1 в камеру 2 и обратно. При этом, исходя из условий неразрывности потока, запишем

$$G_v = -\dot{v}_1 = \dot{v}_2, \quad (8.10)$$

то есть расход газа положительный, когда газ перетекает из рабочей камеры в ресивер, и отрицательный, когда возвращается обратно на обратном ходе поглощающего аппарата.

После дифференцирования уравнения состояния, подстановки значений \dot{p}_1 и \dot{p}_2 в выражения (8.7) и (8.8) и проведения ряда преобразований, получим канонические дифференциальные уравнения для определения первого приближения температур T_{a1} и T_{a2} газа в камерах при его адиабатическом сжатии или расширении в процессе работы поглощающего аппарата:

$$\begin{aligned} \dot{T}_{a1} = & - \left\{ G_v \cdot \left[\frac{d_1 V_1 - b_{d1} v_1}{b_{d1} v_1} - \frac{V_1}{V_1 - b_{d1} v_1} - \frac{d_1 p_1 V_1 (V_1 - b_{d1} v_1)}{R T_1 b_{d1} v_1^2} \right] + \right. \\ & \left. + \dot{V}_1 \left[\frac{d_1}{b_{d1}} - \frac{V_1}{b_{d1} (V_1 - b_{d1} v_1)} - \frac{(d_1 - 1) p_1 (V_1 - b_{d1} v_1)}{R T_1 b_{d1} v_1} \right] \right\} \frac{T_1}{v_1}, \end{aligned} \quad (8.11)$$

$$\dot{T}_{a2} = -G_v \left[\frac{1 - d_2 (1 - \beta_{d2} v_2)}{1 - \beta_{d2} v_2} + \frac{d_2 (1 - \beta_{d2} v_2) p_2 V_2}{v_2 R T_2} \right] \frac{T_2}{\beta_{d2} v_2^2}, \quad \beta_{d2} = \frac{b_{d2}}{V_2}. \quad (8.12)$$

Количество газа в обеих камерах определяется путем интегрирования уравнений

$$\dot{v}_1 = -\frac{G}{\mu} = -G_v \quad (8.13)$$

$$\text{и } \dot{v}_2 = \frac{G}{\mu} = G_v \quad (8.14)$$

при известных начальных условиях, μ – масса одного моля газа. Уравнения для определения G массового расхода газа при его перетекании из камеры в камеру рассмотрим позже.

Выше отмечалось, что получаемые на каждом шаге интегрирования уравнений (8.11) и (8.12) значения T_{a1} и T_{a2} являются лишь первым приближением. При составлении этих уравнений не принималось во внимание тепло, переносимое самим газом, теряемое при теплоотдаче, получаемое вследствие трения манжет о корпус аппарата. Поэтому далее будем считать, что полученные при интегрировании уравнений (8.11) и (8.12) температуры являются лишь первым приближением и подлежат уточнению, определяемому рассмотрением ряда физических процессов.

Количество тепла ΔQ_{12} , переносимое газом, перетекающим из камеры 1

в камеру 2, определится разностью температур и количеством перетекающего газа за время Δt , соответствующее шагу интегрирования. То есть

$$\Delta Q_{12} = \begin{cases} GC_p(T_{a1} - T_{a2})\Delta t, & \text{если } G > 0, \\ 0, & \text{если } G \leq 0. \end{cases} \quad (8.15)$$

Количество тепла ΔQ_{21} , переносимое газом, перетекающим из камеры 2 в камеру 1, определится разностью температур и количеством перетекающего газа за время Δt , соответствующее шагу интегрирования, то есть

$$\Delta Q_{21} = \begin{cases} GC_p(T_{a2} - T_{a1})\Delta t, & \text{если } G < 0, \\ 0, & \text{если } G \geq 0. \end{cases} \quad (8.16)$$

Количество тепла, передаваемое газом из одной камеры в другую за счет теплообмена через стенки и перегородки аппарата, может быть найдено с помощью выражения

$$\Delta Q_{\text{ОБМ1}} = -\Delta Q_{\text{ОБМ2}} = -\alpha_{\text{ОБМ}}(T_1 - T_2)\Delta t, \quad (8.17)$$

где $\alpha_{\text{ОБМ}}$ – экспериментально определяемый коэффициент теплообмена для конкретной конструкции поглощающего аппарата.

Далее предполагается, что наружная температура равна T_n , а коэффициенты теплоотдачи газа – a_{g1} и a_{g2} и определяются экспериментально для конкретных условий эксплуатации амортизатора (материал корпуса амортизатора, особенности креплений амортизатора к амортизируемой конструкции, особенности эксплуатации этой конструкции и охлаждения корпуса и т.п.) Это значит, что за время Δt газ каждой из камер потеряет часть тепла, равную

$$\Delta Q_{B1} = -\alpha_{g1} [0,5T_{a1}(t + \Delta t) + 0,5T_1(t) - T_n] \Delta t, \quad (8.18)$$

$$\Delta Q_{B2} = -\alpha_{g2} [0,5T_{a2}(t + \Delta t) + 0,5T_2(t) - T_n] \Delta t. \quad (8.19)$$

Одновременно в течение этого же интервала времени газ получит некоторое количество тепла от внешних источников. Этими источниками является тепло, возникающее при трении манжетов плунжера или поршня о стенки корпуса камеры, а также тепло, передаваемое газу при нагревании жидкости в гидравлических гасителях при ее дросселировании через местные сопротивления.

Количество тепла, получаемое газом камеры 1 от трения манжет поршня за время Δt , с некоторым завышением составит

$$\Delta Q_{\text{тр1}} = 0,24\kappa S_B(t)\dot{q}(t)\Delta t, \quad (8.20)$$

где κ – коэффициент трения манжет о стенки камеры, $S_B(t)$ – сила

сопротивления газа сжатию, кН, в момент времени t . Коэффициент трения манжетов о стенки камеры обычно принимается для резиновых уплотнений приблизительно равным 0,1, а для фторопластовых уплотнений – 0,05 и меньше.

Количество тепла, получаемое газом от встроенного в рассматриваемый амортизатор гидравлического гасителя колебаний, составит

$$\Delta Q_{g1} = 0,24 S_g \dot{q} \Delta t = 0,24 \beta |\dot{q}|^3 \Delta t, \quad (8.21)$$

где S_g – сила сопротивления при дросселировании жидкости в гидравлическом гасителе колебаний; β – коэффициент гидравлического сопротивления.

Пользуясь решениями уравнений (8.11) и (8.12) для определения значений T_{a1} и T_{a2} в момент времени $t + \Delta t$ и выражениями (8.15) – (8.21), найдем суммарные количества тепла, полученные газом камер 1 и 2 за время Δt , то есть

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_{21} + \Delta Q_{ОБМ1} + \Delta Q_{B1} + \Delta Q_{тр1} + \Delta Q_{g1}, \quad (8.22)$$

$$\Delta Q_2 = \Delta Q_{12} + \Delta Q_{ОБМ2} + \Delta Q_{B2}. \quad (8.23)$$

При отсутствии какого-либо из перечисленных источников тепла или игнорировании им соответствующее слагаемое приравняется нулю.

Выражения (8.22) и (8.23) позволяют найти поправки ΔT_1 и ΔT_2 температур газа в камерах 1 и 2:

$$\Delta T_1 = \frac{\Delta Q_1}{C_V \mu \nu_1} \quad (8.24)$$

и

$$\Delta T_2 = \frac{\Delta Q_2}{C_V \mu \nu_2}, \quad (8.25)$$

после чего можно определить температуру газа в конце шага интегрирования, а именно в момент времени $t + \Delta t$:

$$T_1(t + \Delta t) = T_{a1}(t + \Delta t) + \Delta T_1 \quad (8.26)$$

и

$$T_2(t + \Delta t) = T_{a2}(t + \Delta t) + \Delta T_2. \quad (8.27)$$

Найдя температуру газа в момент времени $t + \Delta t$, с помощью уравнения состояния (8.2) находим давление газа в камерах:

$$p_1(t + \Delta t) = z [p_1(t), T_1(t + \Delta t)] \frac{\nu_1 R T_1(t + \Delta t)}{V_1(t + \Delta t)}, \quad (8.28)$$

$$p_2(t + \Delta t) = z[p_2(t), T_2(t + \Delta t)] \frac{V_2 RT_2(t + \Delta t)}{V_2(t + \Delta t)}. \quad (8.29)$$

Для осуществления вычислений по приведенным выше формулам необходимо определить расход $G(t)$ реального газа при его перетекании из камеры в камеру. В работах [151; 152] предложены такие формулы, полученные для случая течения идеального газа. Однако давление и температура газа в камерах при работе поглощающего аппарата таковы, что состояние газа существенно отличается от состояния идеального газа. Далее при моделировании течения газа из камеры 1 в камеру 2 и обратно примем приближенную формулу уравнения состояния в виде

$$p_i(V_i - b_i v_i) = v_i RT_i, \quad i = 1, 2, \quad (8.30)$$

где величина коэффициента b_i определяется в каждый момент времени из выражения

$$b_i = \frac{\bar{z}_i - 1}{\bar{p}_i} RT_i, \quad i = 1, 2, \quad (8.31)$$

в котором \bar{z}_i – известное [138; 150; 151] экспериментально установленное значение коэффициента сжимаемости газа для его состояния, определяемого температурой T_i в данный момент и средним значением \bar{p}_i давления в интервале $[p_i, p_i(t)]$, где здесь и далее $i=1, 2$, соответственно, при течении из камеры 1 в камеру 2 и обратно из камеры 2 в камеру 1.

Для определения расхода газа через каналы, соединяющие камеры 1 и 2 друг с другом, воспользуемся уравнением Бернулли для случая постоянных объемных потенциальных сил [151]

$$\frac{v_i^2}{2} + P(p_i(t)) = \text{const}. \quad (8.32)$$

В этом уравнении Бернулли $P(p_i)$ – функция давления (движение баротропно) и

$$P(p_i) = \int_{p_i}^{p_i(t)} \frac{dp}{\rho_i(p)}, \quad (8.33)$$

где $\rho_i(p)$ – зависимость плотности газа от давления. Эта зависимость определяется рассматриваемым процессом. Далее, как и в работах [152; 153], будем считать, что кратковременный процесс перетекания газа из камеры в камеру происходит адиабатически. Можно показать [140], что при адиабатическом процессе будет справедливо следующее равенство:

$$p_i(t) \left(\frac{\mu}{\rho_i(t)} - b_i \right)^k = p_i \left(\frac{\mu}{\rho_i} - b_i \right)^k, \quad (8.34)$$

в котором $k=1,4$, а p_i и ρ_i – фиксированные для некоторого начального момента времени значения давления и плотности газа в соответствующей номеру индекса камере. Отсюда получим

$$\rho_i(t) = \frac{\mu \rho_i \left(\frac{p_i(t)}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}}}{\mu - b_i \rho_i \left[1 - \left(\frac{p_i(t)}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}} \right]}, \quad (8.35)$$

где μ – масса одного моля газа.

Подставив последнее выражение в (8.33), а затем после интегрирования – в (8.32), после ряда преобразований получим

$$\frac{v_j^2}{2} - \frac{k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left(1 - \frac{b_i \rho_i}{\mu} \right) \left(1 - \sigma_i^{\frac{k-1}{k}} \right) - \frac{b_i p_i}{\mu} (1 - \sigma_i) = \text{const} = \frac{v_i^2}{2}, \quad (8.36)$$

где $j=1, 2$ и $j \neq i$, v_j – скорость вытекания газа в камеру с номером j , а σ_i составляет $\sigma_1 = \frac{p_2}{p_1}$, $\sigma_2 = \frac{p_1}{p_2}$. Начальную скорость газа в камере, из которой он вытекает, можно считать равной нулю, то есть $v_i = 0$. Таким образом,

$$v_j = \left[\frac{2k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left(1 - \frac{b_i \rho_i}{\mu} \right) \left(1 - \sigma_i^{\frac{k-1}{k}} \right) - \frac{b_i p_i}{\mu} (1 - \sigma_i) \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (8.37)$$

В случае идеального газа, когда $b_i = 0$, выражение (8.37) сводится к известному равенству Сен Вена и Вантцеля [152; 153].

Определив скорость перетекания газа, вычислим расход $G(t)$ по формуле

$$G(t) = \begin{cases} \xi \frac{1}{2} f_2 \rho_2 v_2, & \text{если } p_2 < p_1, \\ \xi \frac{1}{2} f_1 \rho_1 v_1, & \text{если } p_1 < p_2, \end{cases} \quad (8.38)$$

в которой ξ – коэффициент сопротивления канала перетеканию газа, определяемый экспериментально и зависящий от формы канала и сопротивления движению газа по каналу (ускоряющие каналы типа сопел Лаваля [152] здесь не рассматриваются), f_i – площадь сечения канала, по

которому перетекает газ из одной камеры в другую. Плотности газа в камерах определяются в процессе интегрирования дифференциальных уравнений с помощью выражения

$$\rho_i = \frac{\mu v_i}{V_i}, \quad i = 1, 2. \quad (8.39)$$

Анализ изменения расхода G в зависимости от уменьшения величины σ_i , проведенный в работах [152; 153] для случая идеального газа, показывает, что при некотором критическом значении $\sigma_{кр} = 0,528$ имеет место максимум величины G . Физически это объясняется тем, что при таком значении соотношений давлений газа на входе и выходе потока устанавливается скорость потока, равная скорости звука. При такой скорости все уменьшения давления при $\sigma_i < \sigma_{кр} = 0,528$ не смогут распространяться против потока, а будут сноситься в сторону потока, не меняя его скорости. То есть при $\sigma_i < \sigma_{кр} = 0,528$ расход газа будет сохраняться постоянным, равным максимальному значению. Аналогичные явления будут иметь место и в рассматриваемом нами случае течения реального газа. При этом следует иметь в виду, что скорость звука существенно зависит от давления и температуры газа. Поэтому при построении модели с использованием приведенных выше формул алгоритм вычисления расхода должен содержать в себе численный анализ значений расхода G на максимум при условиях в определенный момент времени. На рис. 8.3 изображен качественный вид графика зависимости $G(\sigma)$. Пунктирная часть кривой, соответствующая значениям G при $\sigma_i < \sigma_{кр}$, при расчетах заменяется горизонтальным отрезком $G = G_{\max}$.

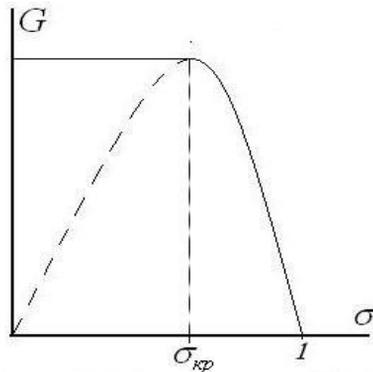


Рис. 8.3. Зависимость $G(\sigma)$

Рассмотрим алгоритм вычисления функции $G(t)$. Предполагается, что для данного момента известны все величины, входящие в формулы (8.37) –

(8.39), то есть известны для данного момента значения давлений p_i и $\bar{p} = 0,5(p_1 + p_2)$, соответствующее значение \bar{z} , величина σ и соответствующее ему значение G . Это значение обозначим как G_0 . Затем увеличим значение σ на малую величину $\Delta\sigma$, то есть вычислим новое значение $\sigma + \Delta\sigma$ и соответствующее ему значение G с помощью выражений (8.37) – (8.39), которому присвоим символ G_1 . Если окажется, что $G_1 < G_0$, то считаем, что $G(t) = G_0$. Если же окажется, что $G_1 > G_0$, то снова увеличиваем предыдущее значение σ на величину $\Delta\sigma$, вычисляем G с помощью выражений (8.37) – (8.39) и приравниваем его G_1 . Далее производим сравнение полученных величин, пока не будет вычислено соответствующее сплошным линиям на рис. 8.3 значение $G(t)$. На рис. 8.4 приведена блок-схема программы для вычисления с использованием описанного алгоритма значения $G(t) = G(\sigma(t))$.

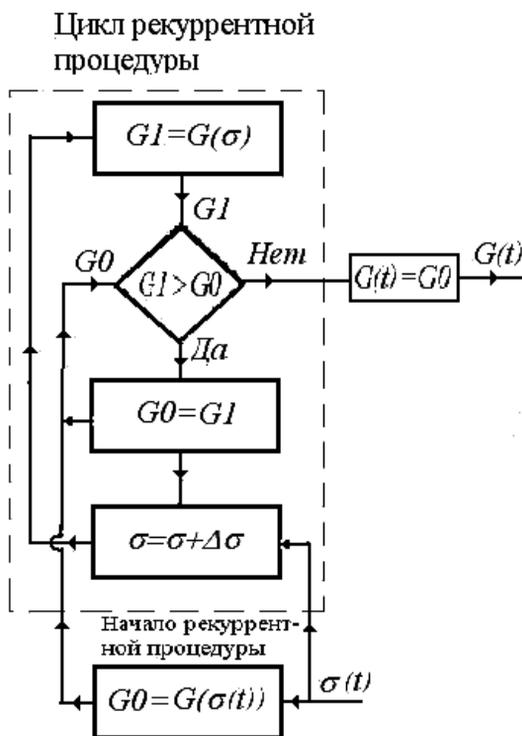


Рис. 8.4. Блок-схема программы для вычисления расхода $G(t)$

Наиболее точно давление может быть рассчитано с помощью выражения (8.2), если известны коэффициенты сжимаемости газа. Эта же информация необходима для вычисления значения параметров b_i в выражениях (8.30) и (8.31), используемых для определения расхода газа $G(t)$. В работах [150; 151] приведены обобщенные кривые зависимости коэффициента сжимаемости газов от величин давления при разных температурах. С помощью этих кривых для ряда значений приведенного давления $p_r = \frac{P}{P_c}$ и приведенной

температуры $T_r = \frac{T}{T_c}$ получены и показаны в таблице численные величины

экспериментально определенного коэффициента сжимаемости газа $z(p_r, T_r)$. Приведенные давление и температура равны отношениям величин давления и температуры к их критическим значениям T_c и p_c , T_c – критическая температура, выше которой никаким давлением газ не может быть превращен в жидкость, а p_c – критическое давление. Для азота $T_c=126$ К, $p_c=3,39$ МПа [139; 151]. В скобках приведены для азота значения давления и температуры, соответствующие выбранным обобщенным параметрам.

Экспериментальные графики для практики технических расчётов пневмоамортизаторов удается достаточно точно аппроксимировать выражением

$$z(p_r, T_r) = 1 - 1,16e^{-0,77T_r} + (0,012 + 0,16e^{-0,77T_r})p_r + \\ + [0,27 + 0,057(p_r - 4)^2]e^{-0,77T_r}\sigma_0(5,0 - p_r), \quad (8.40)$$

в котором $\sigma_0(5,0 - p_r)$ – оператор Хевисайда, равный единице при $p_r \leq 5,0$ и нулю при $p_r > 5,0$.

В табл. 8.1 приведены значения $z_{appr}(p_r, T_r)$ и погрешности определения с помощью аппроксимирующей формулы (8.40) коэффициента сжимаемости газов, показывающие, что в пределах $0 \leq p_r \leq 4,0$ и $1,8 \leq T_r \leq 6,0$ (для азота от -50 °С до $+483$ °С) точность расчета коэффициента сжимаемости газа с помощью аппроксимирующего выражения (8.40) достаточна при выполнении технических расчетов. При этом следует иметь в виду, что погрешность определения коэффициента сжимаемости газа по экспериментально полученным графикам соизмерима с погрешностью аппроксимации.

Следует отметить, что аппроксимирующее выражение (8.40) построено формально математически и не опирается на какие-либо физические предположения.

Таблица 8.1

Коэффициенты сжимаемости газов [150; 151]

T_r ($^{\circ}\text{C}$)	p_r (p , МПа)	$z(p_r, T_r)$	$z_{\text{спр}}(p_r, T_r)$	δ , %
1,8 (-50)	2 (6,78)	0,94	0,93	-1,1
	4 (13,56)	0,92	0,98	+6,5
	6 (20,34)	0,96	1,02	+6,3
	8 (27,12)	1,06	1,13	+6,6
	10 (33,9)	1,17	1,24	+6,0
	20 (67,8)	1,73	1,82	+5,2
	30 (101,7)	2,28	2,39	+4,8
2,0 (-21)	40 (145,6)	2,81	2,96	+5,3
	0 (0)	1,00	1,01	+1,0
	1 (3,39)	0,98	0,96	-2,0
	2 (6,78)	0,97	0,94	-3,1
	4 (13,56)	0,96	0,99	+3,1
	6 (20,34)	1,01	1,02	+1,0
	8 (27,12)	1,08	1,13	+4,6
	10 (33,9)	1,17	1,23	+5,1
2,5 (+42)	20 (67,8)	1,67	1,74	+4,2
	30 (101,7)	2,16	2,26	+4,6
	40 (145,6)	2,63	2,77	+5,3
	1 (3,39)	1,00	0,97	-3,0
	2 (6,78)	1,01	0,97	-4,0
	4 (13,56)	1,03	0,96	-6,8
	6 (20,34)	1,07	1,04	-2,8
	8 (27,12)	1,13	1,12	-0,9
3,5 (+168)	10 (33,9)	1,17	1,20	+2,6
	20 (67,8)	1,57	1,59	+1,2
	30 (101,7)	1,96	1,99	+1,5
	40 (145,6)	2,32	2,23	-3,9
	0 (0)	1,00	1,00	0,0
	1 (3,39)	1,03	0,99	-3,9
	2 (6,78)	1,03	0,99	-4,0
	4 (13,56)	1,06	1,03	-3,0
4,0 (+231)	6 (20,34)	1,11	1,08	-2,7
	8 (27,12)	1,15	1,13	-1,7
	10 (33,9)	1,19	1,15	-3,4
	20 (67,8)	1,41	1,36	-3,5
6,0 (+483)	30 (101,7)	1,64	1,58	-3,7
	40 (145,6)	1,87	1,80	-3,7
	10 (33,9)	1,18	1,13	-4,2
	20 (67,8)	1,32	1,27	-3,8
	30 (101,7)	1,48	1,41	-4,7
6,0 (+483)	40 (145,6)	1,5	1,64	+9,3

Таким образом, выше предложена математическая модель газового поглощающего аппарата, нагруженной пневмоопоры, амортизатора с переменным количеством газа в рабочей камере.

На рис. 8.5 пунктиром выделена блок-схема программы для математического моделирования амортизатора с переменным количеством газа в рабочей камере. Она является составной частью программы для математического моделирования механической системы в целом. Цифрами 1–14 обозначены блоки программы. Части программы, не относящиеся к моделированию рассматриваемого амортизатора, обозначены цифрами 1, 12–14.

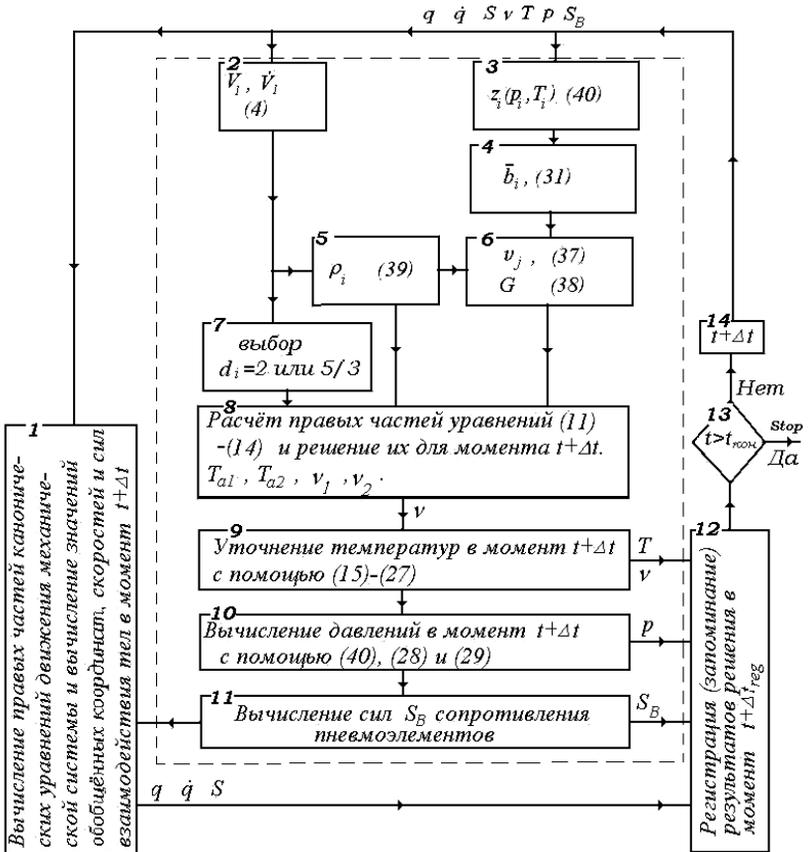


Рис. 8.5. Блок-схема программы, включающая в себя программную реализацию математической модели элемента с переменным количеством газа в рабочей камере

В этих частях формируются начальные условия, вычисляются силы, правые части дифференциальных уравнений, реализуется выбранный метод численного интегрирования, с шагом Δt_{reg} , кратным шагу интегрирования Δt , запоминаются, печатаются, демонстрируются на экране монитора результаты решения задачи аналогично описанному в работе [145].

Выделенная пунктиром часть реализует вычисления в соответствии с описанной выше математической моделью. Внутри этой части в каждом блоке указываются вычисляемые параметры, а в скобках приводятся номера формул, используемых для вычисления указанных параметров.

Предложенная математическая модель газового поглощающего аппарата и алгоритм программной реализации этой модели могут быть использованы как при моделировании пространственных колебаний рельсовых экипажей в составе поезда [124; 137], так и самостоятельно для изучения работы соответствующих конструкций поглощающих аппаратов.

9. ПРИБЛИЖЕННАЯ МОДЕЛЬ АМОРТИЗАТОРОВ УДАРА. ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПОГЛОЩАЮЩИХ АППАРАТОВ АВТОСЦЕПКИ

Рассмотренные ранее математические модели достаточно подробно отражают физические процессы, влияющие на основные характеристики амортизаторов. Использование их оправданно, в первую очередь, применением современных вычислительных машин. В ряде случаев для анализа вполне можно использовать приближенное описание процессов, связанных с работой амортизаторов, но такое, которое позволит аналитически оценить основные их особенности. Далее рассмотрим амортизаторы удара.

Представим силовую характеристику $S(q, v)$ амортизатора удара в виде:

$$S(q, v) = S_B(q)(1 + \varphi(v)\text{sign } q), \quad v = \dot{q}. \quad (9.1)$$

Дифференциальное уравнение относительного движения двух соударяющихся твердых тел, разделенных амортизатором, может быть записано как

$$m\ddot{v} + S_B(q)(1 + \varphi(v)\text{sign } q) = 0, \quad (9.2)$$

где $m = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)}$ (m_1 и m_2 массы соударяющихся тел); v – скорость сжатия амортизатора; $\varphi(v)$ – некоторая функция, характеризующая рассеяние энергии амортизатором удара. Начальные условия, конкретизирующие движение всей системы, составляют $v(0) = v_0$, $q(0) = 0$, v_0 – скорость соударения тел. Путем ряда простых преобразований [99] можно получить уравнение

$$m\Phi(v_0) = \Pi(q_m) \quad (9.3)$$

для определения величины q_m наибольшего сжатия амортизатора удара, в котором

$$\left. \begin{aligned} \Phi(v) &= \int_0^v (\varphi(v) + 1)^{-1} v dv, \\ \Pi(q) &= \int_0^q S_B(q) dq. \end{aligned} \right\} \quad (9.4)$$

Наибольшая скорость v_1 отдачи после удара и коэффициент η рассеяния энергии определяются с помощью выражений

$$\left. \begin{aligned} \Phi(v_0) &= \Phi(v_1), \\ \eta &= 1 - v_1^2 / v_0^2. \end{aligned} \right\} \quad (9.5)$$

Наибольшая сила S_m в процессе удара будет иметь место либо при наибольшем сжатии, либо в момент, когда сжатие равно q_s , а скорость сжатия равна v_s . Величина наибольшей силы вычислится с помощью выражения

$$S_m = S_B(q_s)(1 + \varphi(v_s)), \quad (9.6)$$

в котором значения q_s и v_s определяются из решения системы алгебраических уравнений

$$\left. \begin{aligned} m[\Phi(v_0) - \Phi(v_s)] &= \Pi(q_s), \\ \frac{dS_B}{dq} &= \frac{S_B^2}{mv} \cdot \frac{d\varphi}{dv} \end{aligned} \right\} \quad (9.7)$$

Ограничимся далее рассмотрением гидравлических поглощающих аппаратов. В этом случае $\varphi(v) = p_2 v^2 \text{sign} v$, то есть сила сопротивления пропорциональна квадрату скорости деформирования соединения. На основании выражения (9.4)

$$\Phi(v) = \frac{1}{2p_2} \ln(1 + \varphi(v)) \text{sign} v. \quad (9.8)$$

Из анализа решений уравнений (9.7) для рассматриваемого случая следует, что величина q_s сжатия амортизатора, при которой наблюдается наибольшая сила при соударении тел, начиная с некоторого значения скорости удара, сохраняется постоянной, независящей от скорости удара.

Полученные экспериментально [154] силовые характеристики гидрогазовых поглощающих аппаратов ГА-100 и ГА-500 показывают, что, начиная с некоторой скорости удара, наибольшие силы имеют место при перемещениях плунжеров аппаратов, меньших, чем наибольшие значения этих перемещений. При этом перемещения, при которых наблюдаются наибольшие силы, несущественно зависят от скорости соударения вагонов. Поэтому можно считать, что $q_s = \text{const}$ и в качестве приближенной математической модели соединения с гидрогазовыми поглощающими аппаратами принять соотношение

$$\left. \begin{aligned} S &= S_0 (1 - r |q|)^{-n} (1 + \varphi_1 \text{sign} q) \text{sign} q; \\ \varphi_1 &= p_2 v_1^2 \text{sign} v; \quad v_1 = 0,5v. \end{aligned} \right\} \quad (9.9)$$

Далее будем считать, что $q > 0$, а при $\text{sign}(qv) = -1$ коэффициент p_2 умножается дополнительно на положительный коэффициент ξ . Проведя преобразования в соответствии с приведенными выше формулами и уравнениями, получим

$$\left. \begin{aligned} q_m &= r^{-1} \left\{ 1 - [1 + \alpha_1 \ln(1 + \varphi_{10})]^{\frac{1}{1-n}} \right\}; \\ q_s &= r^{-1} (1 - \alpha_2), \end{aligned} \right\} \quad (9.10)$$

где

$$\alpha_1 = \frac{mr(n-1)}{2p_2S_0}; \quad \alpha_2 = \left(\frac{2p_2S_0}{mnr} \right)^{\frac{1}{n-1}}; \quad \varphi_{10} = p_2v_{10}^2.$$

Наибольшая сила при соударении будет равна при $q_s \geq q_m$

$$S_m = S_0 [1 + \alpha_1 \ln(1 + \varphi_{10})]^{\frac{n}{n-1}}, \quad (9.11)$$

а при $q_s < q_m$

$$S_m = S_0 \alpha_2^{-n} e^\gamma (1 + \varphi_{10}); \quad \gamma = \frac{n}{n-1} (1 - \alpha_2^{n-1}). \quad (9.12)$$

Если окажется, что $q_s < 0$, то

$$S_m = S_0 (1 + \varphi_{10}). \quad (9.13)$$

В последнем случае оценка силы с помощью формулы (9.13) будет сильно завышена, так как при этом условии уровень сил определяется в большей мере сжимаемостью жидкости в поглощающем аппарате и деформациями элементов амортизируемой конструкции.

Силую характеристику в виде функции $S(q, v) = S^*(q, v_{10})$ на интервале перемещений $(0, q_m)$ можно определить с помощью выражения

$$S = S_0 (1 - r |q|)^{-n} (1 + \varphi_{10})^{\xi_1} \exp \left[\xi_1 \alpha_1^{-1} (1 - (1 - r |q|)^{1-n}) \right], \quad (9.14)$$

где $\xi_1 = (-\xi)^{0,5(1 - \text{sign}(qv))}$.

Функция (9.14) получена при условии, что сжимаемость жидкости во внимание не принимается. Дополнительное перемещение плунжера аппарата вследствие сжимаемости жидкости определим с помощью следующего выражения:

$$q_{\text{ж}} = k_{\text{ж}}^{-1} \left\{ S - \Delta^{-1} |q| \left[S - S_0 (1 - r |q|)^{-n} \right] \right\}; \quad k_{\text{ж}} = E_{\text{ж}} F \Delta^{-1}, \quad (9.15)$$

в котором Δ и F – полное перемещение и площадь плунжера соответственно; $E_{\text{ж}}$ – модуль объемной упругости жидкости.

Пренебрегая работой силы S по сжатию жидкости, можно оценить перемещение плунжера как

$$q^* = q + q_{\text{ж}}. \quad (9.16)$$

Параметры S_0 , r , n и p_2 могут быть идентифицированы, если известны статическая и динамическая силовые характеристики поглощающего аппарата. Пользуясь статической характеристикой и оценивая давление газа в камерах, подбираются значения S_0 , r и n , наилучшим образом соответствующие статической характеристике. Затем для ударных нагрузок по значениям силы при наибольшем сжатии аппарата корректируется величина коэффициента политропы n и определяются величины q_s сжатия при наибольших силах для силовых характеристик, реализуемых при разных скоростях ударов. Эти значения усредняются и по среднему значению q_s с помощью выражения (9.10) находится величина p_2 . Значения S_m и q_m используются для контроля точности приближенного математического описания динамической силовой характеристики аппарата.

Оценки значений S_0 , r , n и p_2 для поглощающих аппаратов типа ГА-100 (с начальными давлениями газа в камерах 0,8 и 6,5 МПа) и ГА-500 (с начальными давлениями газа в камерах 1,2 и 12,5 МПа), полученные в результате обработки данных экспериментов [3; 148], приведены в табл. 9.1 [3]. В скобках указано значение, которое рекомендуется использовать тогда, когда при расчетах принимается во внимание податливость конструкции вагона или другой амортизируемой системы и сжимаемость жидкости.

Таблица 9.1

Результаты идентификации параметров силовых характеристик гидрогазовых поглощающих аппаратов [3]

Аппарат	S_0 , МН	r , м ⁻¹	n	p_2 , с ² м ⁻¹
ГА-100	0,1	12,5	1,5	6,5 (7,2)
ГА-500	0,1	8,0	1,7	3,7

Вычисленные с помощью формул (9.10)–(9.13), (9.15) и (9.16) наибольшие перемещения плунжеров поглощающих аппаратов ГА-100 и ГА-500 и наибольшие силы, ожидаемые при соударениях вагонов, приведены в табл. 9.2 и 9.3 [3]. Там же поданы экспериментальные значения, полученные при испытаниях этих аппаратов [3; 148].

На рис. 9.1 приведены силовые характеристики поглощающих аппаратов ГА-500, полученные экспериментально (сплошные линии) и построенные по данным приближенных расчетов с помощью выражения (9.14) при $\xi=3$ (штриховые линии). Сопоставление результатов приближенного расчета с результатами экспериментов показывает, что предложенное приближение достаточно хорошо отражает реальные процессы и может быть использовано и в других случаях, которые будут рассмотрены ниже.

Таблица 9.2

Расчетные и экспериментальные значения наибольших сил и сжатий поглощающего аппарата ГА-100 при соударениях груженых четырехосных полувагонов [3; 148]

v_0 , км/ч	q_m , мм		S_m , МН	
	Расчет	Эксперимент	Расчет	Эксперимент
4	42	24-48	0,32	0,29-0,55
6	53	31-57	0,58	0,47-0,70
8	59	37-64	0,95	0,73-1,19
10	62	43-70	1,42	1,00-1,45
12	66	48-70	2,00	1,35-1,92

Таблица 9.3

Расчетные и экспериментальные значения наибольших сил и сжатий поглощающего аппарата ГА-500 при соударениях груженых полувагонов [3; 148]

v_0 , км/ч	q_m , мм		S_m , МН	
	Расчет	Эксперимент	Расчет	Эксперимент
Четырехосные полувагоны				
4,2	58	58	0,28	0,34
7,2	81	84	0,59	0,69
9,0	88	93	0,85	0,93
10,8	93	101	1,17	1,13
12,8	99	101	1,58	1,50
16,2	102	106	2,47	2,16
Шестиосные полувагоны				
4	70	55-80	0,38	0,25-0,43
6	87	80-100	0,70	0,50-0,75
8	97	95-110	1,11	0,85-1,20
10	105	105-115	1,62	1,20-1,70
12	110	110-120	2,24	1,60-2,30

Удовлетворяя условиям минимума функции (9.12), можем найти для случая соударения вагонов оптимальное значение коэффициента p_2 , равное

$$p_2^y = 0,5mrS_0^{-1}. \quad (9.17)$$

В соответствии с данными, приведенными в табл. 9.1, находим, что для полностью загруженных четырехосных полувагонов оптимальные значения p_2^y для аппаратов ГА-100 составят $5,4 \text{ с}^2/\text{м}^2$, а для аппаратов ГА-500 – $3,4 \text{ с}^2/\text{м}^2$. Из той же таблицы видно, что идентифицированные значения коэффициента

p_2 близки к оптимальным. Однако из выражения (9.17) следует, что оптимальность силовой характеристики зависит от масс соударяемых тел. Этот недостаток может быть преодолен с помощью устройств с обратной связью, пример которых будет описан позже.

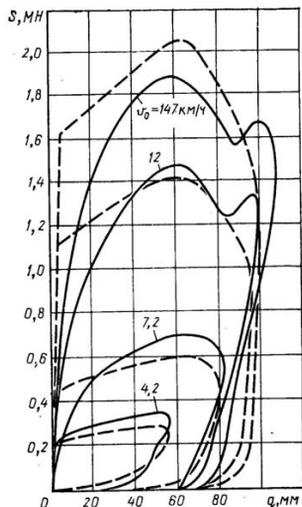


Рис. 9.1. Силовые характеристики поглощающего аппарата ГА-500, полученные экспериментально (сплошные линии) и теоретически (штриховые линии)

Рассмотрим более общий случай [155] математического описания гидравлического амортизатора удара. Будем считать, что

$$S = S_B(q_1) + \beta(q_1)v_1 |v_1|, \quad (9.18)$$

где $\beta(q_1)$ – коэффициент гидравлического сопротивления, зависящий от хода q_1 поглощающего аппарата.

Уравнение движения вагона массой m при его соударении со скоростью $v_0 = 2v_{10}$ с другим таким же вагоном можно представить в виде

$$m\dot{v}_1 + \beta(q_1)v_1 |v_1| + S_B(q_1) = 0; \quad \dot{q}_1 = v_1. \quad (9.19)$$

Заменим $v_1^2 = V$ и рассмотрим этап соударения, когда $q_1 > 0$. Преобразуем уравнение (9.19) к виду

$$\left. \begin{aligned} 0,5mV' + \beta(q_1)V + S_B(q_1) &= 0; \\ V' &= \frac{dV}{dq_1}; \quad V(0) = v_{10}^2. \end{aligned} \right\} \quad (9.20)$$

Найдем такую зависимость $\beta(q_1)$, при которой наибольшая сила S_m , возникающая при соударении вагонов со скоростью, соответствующей наибольшей скорости сжатия $v_{10} = \bar{v}_{10}$ поглощающего аппарата (то есть $V(0) = \bar{V}$), минимальна и при прочих равных условиях не превосходит заданной величины \bar{S} . При этом пусть наибольший ход аппарата составит $q_{1m} = \bar{q}$ (\bar{q} – максимально возможный ход аппарата, допускаемый его конструкцией) и $S_B(\bar{q}) \leq \bar{S}$. Из энергетических соотношений очевидно, что наименьшая величина наибольшей силы будет иметь место, если при всех q_1 в процессе удара с указанной скоростью будет иметь место

$$\beta(q_1)V + S_B(q_1) = \bar{S} = \text{const}. \quad (9.21)$$

Подставим выражение (9.21) в выражение (9.20) и получим

$$V' = -2\bar{S}/m, \quad (9.22)$$

откуда

$$V(q_1) = \bar{V} - \frac{2\bar{S}}{m}q_1 = \frac{2\bar{S}}{m}(\bar{q} - q_1), \quad (9.23)$$

так как $0,5m\bar{V} = \bar{S}\bar{q}$.

Таким образом, $S_B(q_1) + \beta_{\text{опт}}(q_1)\frac{2\bar{S}}{m}(\bar{q} - q_1) = \bar{S}$; $0 \leq q_1 \leq \bar{q}$.

Отсюда

$$\beta_{\text{опт}}(q_1) = 0,5m \left[1 - \bar{S}^{-1}S_B(q_1) \right] (\bar{q} - q_1)^{-1}. \quad (9.24)$$

Из выражения (9.24) следует, что при $S_B(\bar{q}) \leq \bar{S}$ значения $\beta_{\text{опт}}(\bar{q}) \rightarrow \infty$. Если же параметры возвращающего устройства выбрать так, чтобы $S_B(\bar{q}) = \bar{S}$, то для определения $\beta_{\text{опт}}(\bar{q})$ необходимо раскрыть неопределенность вида $\frac{0}{0}$, после чего

$$\beta_{\text{опт}}(\bar{q}) = \frac{m}{2\bar{S}}S'_B(\bar{q}).$$

Поглощающие аппараты автосцепки – это те же амортизаторы удара. Но главной их особенностью является то, что через них, кроме всего прочего, передаются сравнительно медленно изменяемые силы тяги и торможения, реализуемые в поезде. В то же время поглощающие аппараты должны гасить вызываемые переходными режимами продольные колебания поезда, удары, серии ударов, распространяющиеся вдоль поезда или формируемые в поезде [3; 108; 156; 157]. Практика, экспериментальные и теоретические исследования динамических процессов в поездах [3; 101; 108; 112; 145; 154; 156; 157] показывают, что в достаточно большой совокупности эти устройства в поездах проявляют несколько иные качества. Поэтому далее мы рассмотрим ус-

ловия оптимальности характеристик гидрогазовых поглощающих аппаратов при их работе в поезде, когда проявляются свойства их совокупности [3]. При этом должны иметь место при соответствующих условиях минимальные силы в автосцепках поезда и минимальные ускорения вагонов поезда.

Далее мы ограничимся рассмотрением только гидрогазовых поглощающих аппаратов, так как процессы в поездах с такими поглощающими аппаратами и плохо подобранным гидравлическим сопротивлением могут приводить к ухудшению продольной динамики. В то же время при правильно выбранном гидравлическом сопротивлении аппаратов сжатию могут быть получены хорошие результаты [3; 157]. В этом отношении фрикционные поглощающие аппараты не так перспективны: избежать возникновения ударов в поезде с зазорами в упряжи в случае фрикционных поглощающих аппаратов не представляется возможным.

Нетрудно убедиться [3], что уравнения движения поезда как одномерной системы твердых тел аналогичны полученным методом прямых или методом интегральных соотношений [158] дифференциально-разностным уравнением движения некоторой сплошной одномерной системы (например, стержня или воздуха в трубе). В работе [159] показано, что решение дифференциально-разностных уравнений сходится к решению соответствующей краевой задачи, если решение этой краевой задачи, в свою очередь, гладкое.

Силовые характеристики восстанавливающих устройств гидрогазовых поглощающих аппаратов жесткие, то есть $\frac{\partial^2 S_B}{\partial q^2} > 0$. Если к одному из концов соответствующей сплошной системы (например, стержня) с подобной зависимостью $S_B(q)$ приложить плавно нарастающую от нуля до наибольшего значения F_0 силу (при том, что F_0 существенно больше силы S_0 начальной затяжки аппарата), то в достаточно длинной системе при отсутствии гидравлического сопротивления образуется ударная волна, на фронте которой будет происходить скачок от нуля до значения F_0 [4]. А это значит, что решение соответствующей краевой задачи – разрывное. Поэтому решение уравнений движения поезда к нему не сходится, и силы в поезде существенно превысят величину F_0 [3]. Введение неупругих сил сопротивления деформированию соответствующей сплошной одномерной системы и гидравлического сопротивления поглощающих аппаратов их сжатию приводит к тому, что переход из одного состояния к другому может происходить плавно, а решение уравнений движения поезда сводится к решению соответствующей краевой задачи. При этом силы в поезде не превысят силы F_0 , то есть будут минимальными.

Изучим, следуя работе [159], структуру фронта ударной волны, считая, что движение поезда может быть представлено как движение эквивалентного по массе и реологии стержня. Будем считать, что к концу $x = L$ однородного стержня приложена плавно нарастающая от нуля до наибольшего значения

сила $F(t)$ ($\max F(t) = F_0$), конец стержня $x = 0$ считаем свободным. Дифференциальные уравнения, соответствующие законам сохранения массы, импульса и энергии [159], в лагранжевых координатах могут быть представлены в виде

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = (1 + \varepsilon) \frac{\partial v}{\partial x}, \quad (9.25)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial S}{\partial x} + f(x, t), \quad (9.26)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (E + 0,5\rho v^2) = \frac{\partial}{\partial x} (Sv) + fv, \quad (9.27)$$

где ε и v – соответственно деформация и скорость движения стержня, моделирующего движение поезда; x и t – координата сечения и время соответственно, ρ – плотность массы стержня, E – внутренняя энергия стержня.

$$S = S_B(\varepsilon) + S_g(\varepsilon, \dot{\varepsilon}), \quad (9.28)$$

где $S_B = S_0(1 - r_\varepsilon |\varepsilon|)^{-n} \text{sign } \varepsilon$ – восстанавливающая сила (S_0 – сила, соответствующая начальной затяжке аппаратов; r_ε – постоянная применительно к стержню); $S_g(\varepsilon, \dot{\varepsilon})$ – сила неупругого сопротивления деформированию стержня. Функция $f(x, t)$ – интенсивность силы, при решении задачи о пуске поезда в ход эта сила равна нулю.

Для упрощения рассуждений и выкладок ограничимся рассмотрением только режима трогания поезда, то есть рассмотрим движение эквивалентного стержня при следующих граничных и начальных условиях:

$$\left. \begin{aligned} S(L, t) &= F(t) + F_1, \\ S(0, t) &= -F_1, \quad F_1 > S_0, \end{aligned} \right\}, \quad (9.29)$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon(x, 0) &= \varepsilon_1, \\ v(x, 0) &= 0, \\ E(x, 0) &= E_1. \end{aligned} \right\}. \quad (9.30)$$

При этом $S(\varepsilon_1) = S_1 = F_1$.

На этапе распространения силы S вдоль стержня от $x = L$ к $x = 0$ будем считать, что решение автомодельно [159], то есть

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon(x, t) &= \varepsilon(z), \quad v(x, t) = v(z), \\ z &= Dt + x - L, \end{aligned} \right\}, \quad (9.31)$$

где D – скорость распространения возмущений.

После прихода волны возмущений происходит переход из одного состояния в другое, то есть в точках, достаточно удаленных от конца $x = L$, при $z < 0$ сохраняется начальное состояние, характеристики которого отмечены индексом 1: $\varepsilon = \varepsilon_1$, $S = S_1 = F_1$ и $v_1 = 0$, а при $z > 0$ устанавливается новое состояние (характеристики которого отмечены индексом 2): $\varepsilon = \varepsilon_2$, $S = S_2 = S(\varepsilon_2) = F_0 + F_1$, $v = v_2$ соответствующее движению стержня под действием силы $F(t)$.

Подставляя выражения (9.31) в уравнения (9.25) – (9.27) и интегрируя их, получим соотношения, определяющие структуру фронта ударной волны,

$$v = D(\varepsilon - \varepsilon_1), \quad (9.32)$$

$$S = S_1 + \rho_0 D^2 \frac{(\varepsilon - \varepsilon_1)}{(1 - \varepsilon)(1 - \varepsilon_1)}, \quad (9.33)$$

$$D \left(E - E_1 + \frac{\rho_0 v^2}{2(1 + \varepsilon)} \right) = S v, \quad (9.34)$$

где ρ_0 – плотность стержня при $\varepsilon = 0$. Так как для стержня

$$E - E_1 = \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon} S_B(\varepsilon) d\varepsilon,$$

то при $\varepsilon > 0$ имеет место

$$E - E_1 = \frac{S_B(\varepsilon)(1 - r_\varepsilon \varepsilon) - S_1(1 - r_\varepsilon \varepsilon_1)}{r_\varepsilon (n - 1)}. \quad (9.35)$$

Принимая во внимание выражения (9.28), (9.32) – (9.34) и считая $\varepsilon_1 < \varepsilon \ll 1$, получим

$$S_g(\varepsilon, \dot{\varepsilon}) = 0,5 \rho_0 D^2 r_\varepsilon (n + 1) \frac{(\varepsilon - \varepsilon_1)(\varepsilon_2 - \varepsilon)}{(1 - r_\varepsilon \varepsilon)}, \quad (9.36)$$

где

$$\varepsilon_2 = \frac{2}{r_\varepsilon (n + 1)} + \frac{n - 1}{n + 1} \varepsilon_1 - \frac{2n S_1}{(n + 1) \rho_0 D^2}. \quad (9.37)$$

Сначала рассмотрим случай движения волны вдоль идеально упругого стержня с заданной выше зависимостью $S_B(\varepsilon)$, то есть, когда $S_g = 0$. Тогда, пользуясь выражением (9.36), приходим к выводу, что возможны два состояния стержня, определяемые либо значением ε_1 , либо значением ε_2 , которое может быть получено из соотношения Гюгонио [159].

Пусть

$$\left. \begin{aligned} S_g &= p_0 g(\varepsilon) \operatorname{sign} \dot{\varepsilon}, \\ \frac{\partial g(\varepsilon)}{\partial \varepsilon} &\geq 0, \quad g(\varepsilon) > 0, \end{aligned} \right\}, \quad (9.38)$$

где p_0 – коэффициент силы сухого трения. Подставив (9.38) в (9.36), считая $\operatorname{sign} \dot{\varepsilon} = 1$ и имея в виду соотношения (9.32) – (9.34), получим алгебраические уравнения, из которых следует, что в этом случае также возможны два значения ε , а переход от одного из них к другому происходит скачком. Следовательно, в случае фрикционных поглощающих аппаратов с жесткими характеристиками при нагружении будет иметь место скачок на фронте ударной волны, а это значит, что решение соответствующей поездке краевой задачи является разрывным и не совпадает с решениями уравнений движения поезда. В этом случае изменение во времени сил S , действующих на вагоны, представляет серию выбросов, существенно превышающих силу тяги F_0 , аналогично тому, как это имеет место при пуске в ход сжатого поезда, когда проявляются зазоры в соединениях вагонов.

Рассмотрим случай, когда

$$\left. \begin{aligned} S_g &= p_{2\varepsilon} g(\varepsilon) \dot{\varepsilon} \mid \dot{\varepsilon} \mid = p_{2\varepsilon} D^2 g(\varepsilon) \left(\frac{d\varepsilon}{dz} \right)^2, \\ p_{2\varepsilon} &> 0, \quad \dot{\varepsilon} > 0, \quad g(\varepsilon) > 0. \end{aligned} \right\} \quad (9.39)$$

Подставив это выражение в выражение (9.36), положив $g(\varepsilon) = S_0(1 - r_\varepsilon \varepsilon)^{-1}$ и $n = 1$, получим

$$\frac{d\varepsilon}{dz} = b_2 \sqrt{(\varepsilon - \varepsilon_1)(\varepsilon_2 - \varepsilon)}. \quad (9.40)$$

Решением уравнения (9.40) при $\varepsilon(0) = 0,5(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)$ будет выражение

$$\varepsilon = 0,5(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + 0,5(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \sin b_2 z, \quad (9.41)$$

которое соответствует физическому смыслу только на участке изменения $b_2 z$ от $-0,5\pi$ до $+0,5\pi$. Ширина фронта ударной волны составит

$$\Delta = \pi b_2^{-1} = \pi \sqrt{\frac{S_0 p_{2\varepsilon}}{\rho r_\varepsilon}}. \quad (9.42)$$

Подставив $p_{2\varepsilon} = 0,25 p_2 l^2$, $r_\varepsilon = 0,5 r l$, $\rho_0 = m l^{-1}$ (здесь l – длина одного вагона), получим значение p_2 коэффициента сил гидравлического сопротивления гидрогазового поглощающего аппарата:

$$p_2 = \frac{2mr}{\pi^2 S_0} n_\phi^2, \quad (9.43)$$

где $n_\phi = \frac{\Delta}{l}$ – число вагонов, образующих участок поезда, по длине которого происходит переход от состояния 1 к состоянию 2.

Из анализа выражений (9.42) и (9.43) следует, что ширина фронта ударной волны зависит только от параметров системы (характеристик поглощающих аппаратов и масс вагонов) и не зависит от условий нагружения (в рассматриваемом случае от закона нарастания силы тяги).

Сравнивая выражение (9.17) для расчета оптимального значения коэффициента p_2^y и выражение (9.43), получаем, что оптимальному значению p_2^y соответствует в поезде ширина фронта ударной волны (или волны ударов), равная $n_\phi \approx 1,6$. Расчеты показывают, что при $n_\phi = 3 \div 4$ и более $S_m = \max S \approx F_0$, а при $n_\phi = 2 \div 3$ значение наибольшей силы в автосцепках несущественно превышает наибольшую величину приложенной силы тяги. Таким образом, p_2^n – оптимальное значение коэффициента силы гидравлического сопротивления гидрогазового поглощающего аппарата сжатия должно быть в $2,5 \div 4$ раза больше значения p_2^y , являющегося оптимальным для режима соударения вагонов.

Расчеты сил для различных режимов движения поезда (по программе, описанной в работе [145]) и результаты экспериментальных исследований [157], подтверждают сделанные выводы. Следовательно, при проектировании гидрогазовых поглощающих аппаратов (это относится к любым гидравлическим поглощающим аппаратам) необходимо узел гидравлического сопротивления конструировать самонастраивающимся на режим, близкий к оптимальному в разных случаях нагружения. Примером такого поглощающего аппарата может быть гидропневматический амортизатор, описанный в изобретении [160], продольный разрез которого показан на рис. 9.2.

Амортизатор содержит цилиндрический корпус 1 с днищем 2, полый плунжер 3 с поршнем 4, плавающий поршень 5, разделяющий полость плунжера на газовую 6 и гидравлическую 7 камеры.

В днище 2 корпуса 1 закреплен полый цилиндр 8 с окнами 9, в котором размещен золотник 10 с днищем 11 и перфорированной стенкой 12 с окнами 13. Пружина 14 растяжения прижимает золотник 10 к упору 15 в исходном положении. Упор 16, выполненный в виде гайки, ограничивает перемещение золотника 10.

Усилие пружины 14 регулируется регулировочным винтом 17, связанным с пружиной 14 через пята 18 и винт 19.

Полость 20 полого цилиндра 8 сообщена с полостью 21 корпуса 1 и гидравлической камерой 7 калиброванными отверстиями 22 и 23.

Амортизатор работает следующим образом.

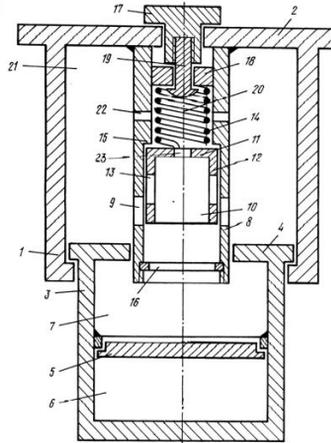


Рис. 9.2. Продольный разрез гидропневматического амортизатора

С помощью регулировочного винта 17 создается начальная затяжка пружины 14, прижимающей золотник 10 к упору 15, при этом проходное сечение окон 9 и 13 полого цилиндра 8 и золотника 10 минимально.

При воздействии сжимающего усилия плунжер 3 перемещается внутрь корпуса 1, жидкость из полости 21 корпуса 1 перетекает через проходное сечение окон 9 и 13 и калиброванные отверстия 22 и 23 в гидравлическую камеру 7, вызывая перемещение поршня 5 и сжатие газа в газовой камере 6.

За счет дросселирования жидкости через проходное сечение окон 9 и 13 и калиброванные отверстия 22 и 23, площадь которых значительно меньше проходного сечения окон 9 и 13, в полости 21 повышается давление жидкости, что обеспечивает поглощение энергии амортизатором.

Сила начальной затяжки пружины 14 устанавливается такой, чтобы при малых скоростях перетекания жидкости при колебаниях поезда золотник 10 оставался в исходном положении. При этом сечения отверстий, через которые перетекает жидкость, сохраняются минимальными, обеспечивая оптимальный для работы амортизатора в поезде коэффициент силы гидравлического сопротивления сжатию амортизатора.

При амортизации интенсивных ударных нагрузок, имеющих место в процессе соударений вагонов, усилие разности давлений в полости 20 и камере 7 на золотник 10 и силы инерции, действующие на золотник, становятся больше усилия начальной затяжки пружины 14, золотник 10 перемещается, увеличивая проходное сечение окон 9 и 13 для получения необходимой силовой характеристики при соударении вагонов. Окна 9 и 13 могут выполняться переменного сечения.

При дросселировании жидкости через калиброванные отверстия 22 и 23 в полости 20 устанавливается давление меньше, чем в полости 21 корпуса.

Это позволяет выполнять пружину 14 малогабаритной, с малой жесткостью, обеспечивает улучшение силовой характеристики амортизатора и повышение надежности его работы.

Математическая модель такого амортизатора в отличие от описанных ранее гидропневматических амортизаторов, дополняется уравнениями управления, роль которых в данной конструкции играют уравнения движения золотника.

Дифференциальное уравнение перемещения q_a плунжера поглощающего аппарата может быть записано в виде, аналогичном уравнениям (6.5), а именно

$$\dot{q}_a = \mu f(q_a, q_{\text{зол}}) \sqrt{2(\rho F_0^3)^{-1} |S_0 - S_B| \text{sign}(S_0 - S_B)}, \quad (9.44)$$

где приняты такие же обозначения, как и при описании дифференциального уравнения (6.5), а $f(q_a, q_{\text{зол}})$ – зависимость площади дросселирующих отверстий от перемещений плунжера относительно корпуса аппарата и золотника относительно цилиндра или корпуса аппарата. Изменение этой площади управляет изменением сил гидравлического сопротивления. Уравнение движения золотника может быть записано в виде

$$m_{\text{зол}} \ddot{q}_{\text{зол}} = \begin{cases} 0, & \text{если } (S_y - \psi_B S_B) \leq S_{0\text{зол}}, \\ \text{иначе} & S_y - \psi_B S_B - S_{0\text{зол}} - k_{\text{зол}} q_{\text{зол}}, \end{cases} \quad (9.45)$$

в котором $m_{\text{зол}}$ – масса золотника 12; S_y – управляющая сила; ψ_B – коэффициент передачи восстанавливающей силы, равный отношению площадей золотника 12 и плавающего поршня 5; $S_{0\text{зол}}$ и $k_{\text{зол}}$ – соответственно сила начальной затяжки и коэффициент жесткости пружины 14 золотника 12.

$$S_y = m_{\text{зол}} a_{\text{ваг}} + \psi_y (S_0 - \beta_k \dot{q}_a^2), \quad (9.46)$$

где $a_{\text{ваг}}$ – ускорение вагона; ψ_y – коэффициент передачи силы, равный отношению площадей золотника 12 и поршня 4; S_0 – сила, действующая на поршень 4 и связанная с силой S , действующей на поглощающий аппарат в соответствии с соотношением (6.1), β_k – коэффициент силы гидравлического сопротивления, определяемый калиброванными отверстиями 22; \dot{q}_a – скорость сжатия поглощающего аппарата.

Из выражения (9.46) следует, что управляющая сила зависит как от ускорения вагона, так и от силы, действующей на вагон. Сечение калиброванных отверстий 22 может быть выбрано настолько малым, что основным управляющим фактором будет ускорение вагона. Это позволяет применять такой амортизатор для эффективной амортизации легких легкоповреждаемых грузов. Если же выбрать сечение калиброванных отверстий достаточно боль-

шим, то управление характеристикой поглощающего аппарата будет осуществляться преимущественно силой, действующей на аппарат.

Следует заметить, что аналогичные устройства могут быть использованы в гидравлических гасителях колебаний рессорного подвешивания рельсовых экипажей. При этом конструкция должна содержать элемент, снижающий гидравлическое сопротивление при медленных, низкочастотных процессах для улучшения условий динамического вписывания рельсовых экипажей.

Целесообразно рассматривать гасители колебаний рессорного подвешивания и амортизаторы ударов с механической системой рельсового экипажа в целом, то есть рассматривать их при продольном нагружении в составе поезда [3; 134], или при пространственном нагружении с учетом вертикальных и горизонтальных неровностей рельсовых нитей инерционного упруговязкого пути [34; 137, 161; 162]. Для изучения динамической нагруженности рельсовых экипажей существует множество математических моделей, нашедших свое отражение в соответствующих компьютерных программах. Авторами предлагается свое оригинальное математическое и программное обеспечение, которое дает возможность не только изучать динамику рельсовых экипажей [117; 128-131; 135; 163-167], а и определять оптимальные параметры систем гашения колебаний [34; 137; 168-170].

10. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для определения эффективности работы гасителей колебаний и амортизаторов удара проводятся как теоретические, так и экспериментальные исследования. Результаты экспериментов сравниваются с результатами расчетов, что позволяет надежно определять основные характеристики самих амортизирующих устройств, а также динамические и прочностные характеристики рельсовых экипажей в целом при использовании рассматриваемых амортизирующих устройств или гасителей колебаний.

Различают следующие виды испытаний по характерным признакам:

по способу проведения

- лабораторные (стендовые);
- натурные;

по цели

- функциональные;
- определительные;
- ресурсные;

по способу нагружения

- статические;
- динамические;

по назначению

- типовые;
- периодические;
- приемочные;
- сертификационные.

Как правило, все виды испытаний регламентируются соответствующими нормативными документами, основными из которых являются методики испытаний, которые могут быть составной частью специальных стандартов или утверждаться заказчиком исследования установленными документами.

10.1. Методики проведения испытаний

В методиках испытаний четко указываются объект и цели испытаний, излагается порядок их проведения для конкретных изделий, оговариваются требования к персоналу испытательных лабораторий и к используемому оборудованию, приводятся перечень испытательного оборудования и методики обработки результатов измерений. Основной интерес представляют способы и методы измерений различных показателей, характеризующих эффективность работы амортизирующих устройств. Это можно определить непосредственно, испытав амортизирующее устройство, и косвенно, – в результате испытаний рельсового экипажа, оборудованного соответствующими амортизирующими устройствами.

Рассмотрим методики проведения испытаний гидравлических демпферов подвижного состава и поглощающих аппаратов, а также некоторые способы

измерений величин при испытаниях подвижного состава и способы обработки результатов измерений этих величин. Порядок проведения испытаний и основные нормативные значения приведены в соответствии с действующими стандартами Системы сертификации на Федеральном железнодорожном транспорте Российской Федерации, которые являются основными при сертификации продукции для железных дорог стран СНГ.

10.1.1. Методика испытаний гидравлических демпферов подвижного состава. Данную методику используют при испытаниях демпферов, устанавливаемых в буксовой ступени подвешивания (первой ступени) и между кузовом и тележками (во второй, центральной ступени) на любом виде рельсового подвижного состава. Эта методика не распространяется на конструкции демпферов, устанавливаемые на подвижном составе в продольном направлении для демпфирования колебаний виляния тележек. Испытания демпферов, относящихся к одному унифицированному типоразмерному ряду и имеющих регулируемую силовую характеристику, проводят на двух образцах, реализуя наибольшую силу сопротивления на контрольных скоростях.

Испытания демпферов проводят в два этапа:

- контрольные испытания;
- ресурсные испытания.

К основным показателям, которые проверяются при испытаниях гидравлических демпферов, относятся [171; 172]:

- 1) габаритно-присоединительные размеры демпфера:
 - длина в сжатом состоянии;
 - ход поршня;
 - максимальный наружный диаметр;
 - размеры крепительных элементов;
 - масса демпфера;
- 2) демпфирующая способность:
 - силовая характеристика;
 - рабочая диаграмма демпфера;
 - контрольные усилия сопротивления при регламентированных величинах скорости и перемещения поршня;
- 3) усилие сопротивления при повышенных плюсовых температурах работы демпфера, соответствующих его климатическому исполнению;
- 4) усилие сопротивления при охлаждении демпфера до минимальной температуры, соответствующей его климатическому исполнению;
- 5) показатели надежности демпфера при стендовых ресурсных испытаниях, млн циклов;
- 6) соответствие требованиям безопасности демпферной жидкости:
 - стойкость к воспламенению;
 - отсутствие токсичности;
 - отсутствие раздражающего запаха.

В стандарте [172] изложены методы и условия определения нормируемых

показателей, по которым оценивают работоспособность и надежность гидравлических демпферов.

Контроль габаритно-присоединительных размеров демпферов выполняют инструментальным способом в соответствии с ОСТ 24.153.01-87 [173]. Измерения линейных размеров демпфера проводят не менее трех раз.

Демпсирующую способность испытуемого демпфера определяют экспериментальным методом. Испытания демпфера проводят в сборе с крепежными головками, при этом поршень демпфера должен находиться в положении, близком к среднему относительно его полного хода. Демпфер должен быть закреплен на стенде в положении, соответствующем его установке на подвижном составе. Испытания проводят на стенде с приводом, обеспечивающим перемещение точек крепления головок демпфера по гармоническому закону.

Снятие силовой характеристики $P(V)$ (V – скорость растяжения или сжатия демпфера) и рабочих диаграмм $P(S)$ (S – величина удлинения или укорочения демпфера) выполняют при скоростях перемещения точек крепления головок демпфера, значения которых приведены в табл. 10.1. Допускаются отклонения реальных скоростей от контрольных на $\pm 5\%$. Здесь и далее приводятся обозначения в соответствии со стандартами Системы сертификации.

Таблица 10.1

Значения контрольных скоростей при испытаниях демпферов

Тип демпфера	Контрольные скорости V , м/с			
	V_1	V_2	V_3	V_4
Демпферы второй ступени подвешивания	0,075	0,15	0,3	–
Демпферы первой ступени подвешивания (буксовой)				0,6

Снятие силовой характеристики и рабочих диаграмм выполняют на ходах растяжения и сжатия после предварительной прокачки испытуемого демпфера в течение 30 с. Снятие силовой характеристики и рабочих диаграмм допускается осуществлять двумя способами.

При первом способе построения силовой характеристики производят (по заданному алгоритму) регистрацию текущих значений скоростей и соответствующих им значений сил сопротивления демпферов на ходах сжатия и растяжения в диапазоне от нулевых значений скорости до максимальной контрольной и от максимальной контрольной скорости до нуля. При этом способе силовую характеристику получают в виде непрерывной кривой, построенной по средним арифметическим значениям сил сопротивления на участках разгона и замедления хода поршня.

При втором способе (при отсутствии компьютерной обработки) построение выполняют в виде точечного графика, на который наносят значения сил сопротивления $P(V)$ при каждой контрольной скорости относительных перемещений крепительных головок демпфера. Для каждой контрольной скорости строят рабочую диаграмму $P(S)$ с указанием значений их площадей.

Изменение контрольных усилий сопротивления при повышенных температурах оценивают по снятым силовой характеристике и рабочим диаграммам на контрольной скорости $V_2 = 0,15$ м/с при достижении температуры нагрева корпуса демпфера 80°C .

Измерение температуры нагрева рабочей жидкости демпфера производят в нижней части корпуса демпфера.

Определение изменений контрольных усилий сопротивления при охлаждении демпфера выполняют в следующем порядке:

- демпфер охлаждают до минимальной температуры, соответствующей его климатическому исполнению по утвержденной конструкторской документации, и выдерживают в течение двух часов в климатической камере, расположенной в непосредственной близости от испытательного стенда;

- охлажденный демпфер устанавливают на испытательный стенд.

Изменение контрольных усилий сопротивления на охлажденном демпфере определяют по снятой рабочей диаграмме $P(S)$ при контрольной скорости $V_2 = 0,15$ м/с.

Показатели надежности контролируют при стендовых ресурсных испытаниях демпферов. Испытания проводят на двух испытуемых образцах. Испытуемый демпфер устанавливают на стенде для ресурсных испытаний в положении, соответствующем его расположению на подвижном составе, с имитацией допускаемого перекоса крепительных головок. Испытания проводят до достижения базового количества нагружений, равного 2 млн циклов при одночастотном нагружении испытуемого демпфера или 1 млн циклов при двухчастотном режиме нагружения, определенном по низшей частоте. При испытаниях демпфера 2 млн циклов частотный режим задают исходя из амплитуды перемещений крепительных головок демпфера, равной 25 мм. Стабильность частотного режима поддерживают охлаждением рабочей жидкости, температура которой не должна превышать 80°C .

При испытаниях 1 млн циклов – двухчастотном режиме: с низшей частотой 1,6 Гц и высшей частотой 4,8 Гц обеспечивают суммарную скорость относительного перемещения крепительных головок демпфера 0,3 м/с с равными составляющими – 0,15 м/с на каждой частоте. Температуру контролируют по нижней части корпуса демпфера, которая не должна превышать 80°C .

Контроль силовой характеристики или рабочих диаграмм при нагружении в одночастотном режиме выполняют через каждые 500 тыс. циклов, при нагружении в двухчастотном режиме – через каждые 250 тыс. циклов нагружения по низшей частоте.

Контроль уменьшения объема демпферной жидкости производят инструментальным способом. Объем демпферной жидкости измеряют после проведения ресурсных испытаний, с этой целью всю рабочую жидкость из испытуемого демпфера сливают в мерную посуду и по рискам на мерной посуде фиксируют ее объем.

Контроль уменьшения объема демпферной жидкости допускается выполнять без разборки демпфера методом взвешивания. Взвешивание выполняют до и после проведения ресурсных испытаний с последующим пересчетом объема по удельному весу.

Контроль соответствия рабочей жидкости требованиям безопасности выполняют с сертификатами на тип демпферной жидкости.

При ресурсных испытаниях необходимо также контролировать изменение размеров основных рабочих узлов демпфера и загрязненность демпферной жидкости продуктами износа трущихся элементов в целях последующей выработки рекомендаций по профилактике и контролю работоспособности устройства в процессе эксплуатации.

10.1.2. Методики испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства подвижного состава. Объектом испытаний являются все типы и виды поглощающих аппаратов автосцепного устройства. Для определения параметров и характеристик поглощающих аппаратов существуют следующие виды испытаний:

- статические;
- копровые (в т.ч. определение энергоемкости в состоянии поставки и испытания на износостойкость и др.);
- ресурсные;
- при соударении вагонов;
- поездные динамические;
- поездные эксплуатационные.

Ниже рассмотрим методики проведения перечисленных испытаний.

Методика статических испытаний. При проведении этих испытаний определяются следующие показатели [174]:

- усилие начальной затяжки P_0 – минимальная сила, которую необходимо приложить к аппарату, чтобы он начал сжиматься;
- максимальная сила, необходимая для сжатия на величину конструктивного хода (сила закрытия), $P_{ст\ max}$;
- статическая энергоемкость $W_{ст}$ – энергия, воспринятая аппаратом при квазистатическом приложении нагрузки;
- изменение хода ε при действии постоянной силы 1 200 кН в течение 30 мин;
- коэффициент необратимого поглощения энергии η ;

- диапазон изменения силы закрытия при экстремальных эксплуатационных температурах;
- коэффициент необратимого поглощения энергии при экстремальных температурах.

Испытания проводят на гидравлическом прессе или испытательной машине с максимальным усилием не менее 2,5 МН. Для измерения и регистрации силы и перемещения используются динамометр и датчик линейных перемещений, усилитель и аппаратно-программный комплекс (АПК) на базе персонального компьютера.

Испытания осуществляют путем квазистатического нагружения и сжатия аппарата на полный ход при любой малой скорости деформации, не превышающей 0,05 м/с. Конкретная скорость деформации, при которой проводят испытания, определяется с учетом характеристик используемого оборудования.

Каждый образец подвергают трехкратному нагружению до сжатия на полный ход с последующей разгрузкой. Контролируемые показатели определяются по результатам третьего нагружения. Стабильность хода при действии постоянной силы контролируют при дополнительном четвертом нагружении. В процессе испытаний непрерывно регистрируют силу и перемещение (ход поглощающего аппарата).

Испытания при экстремальных значениях температуры – от минус 60 ± 5 °С и до плюс 50 ± 5 °С – проводят после статических испытаний при нормальной температуре. Необходимость проведения испытаний при экстремальных температурах определяет испытательный центр (лаборатория) в зависимости от типа испытываемого аппарата и использованных в его конструкции материалов.

В результате компьютерной обработки зарегистрированных процессов изменения силы и перемещения строят и распечатывают статические силовые характеристики (зависимость силы от деформации – хода X) поглощающего аппарата, содержащие линию нагрузки (при увеличении хода от $X_0 = 0$ до X_{\max}) и линию разгрузки (при уменьшении хода от X_{\max} до $X_0 = 0$). Усилие начальной затяжки и усилие закрытия определяются по графику силовой характеристики, статическую энергоемкость $W_{\text{ст}}$, равную воспринятой энергии W_a , определяют программным путем как площадь между линией нагрузки и осью X на графике силовой характеристики. Также определяют энергию отдачи W_{Γ} , как площадь между линией разгрузки и осью X и рассчитывают коэффициент необратимого поглощения энергии (коэффициент поглощения) из выражения

$$\eta = (W_a - W_{\Gamma}) / W_a \cdot 100.$$

По результатам испытаний при экстремальных температурах определяют изменение усилия закрытия по сравнению с усилием закрытия при нормальной температуре в процентах и коэффициент поглощения.

Методика копровых испытаний. При проведении этих испытаний определяют следующие показатели [175]:

- энергоемкость в состоянии поставки E_0 – воспринятую поглощающим аппаратом энергию при силе сопротивления, не превышающей уровень нормированных значений;

- номинальную энергоемкость в приработанном состоянии E_{kn} – энергоемкость в типовых условиях испытаний при силе сопротивления, не превышающей номинальной нормативной силы 2 МН;

- максимальную энергоемкость в приработанном состоянии E_{km} – энергоемкость в типовых условиях испытаний поглощающего аппарата при силе сопротивления, равной максимальной нормативной силе 3 МН или при максимальном ходе, равном полному, в зависимости от того, какой из этих показателей будет достигнут раньше;

- снижение энергоемкости после введения 50 МДж энергии;

- снижение энергоемкости после испытаний на предельную нагрузку. При испытаниях на предельную нагрузку контролируют также отсутствие повреждений поглощающего аппарата, вызывающих функциональные нарушения его работы.

Испытания проводят на ударном копре с массой падающего груза 12,8 т в лабораторных условиях при температуре 20 ± 5 °С.

Следует иметь в виду, что при копровых испытаниях устройств, силовые характеристики которых зависят от скорости их сжатия или растяжения, экспериментально полученные силовые характеристики этих устройств будут существенно отличаться от эксплуатационных при тех же энергиях ударов. Такие испытания могут проводиться в контрольных случаях для проверки устройств на соответствие их техническим требованиям при копровых испытаниях с заданными характеристиками копровых испытательных установок.

При определении энергоемкости в состоянии поставки испытываемый аппарат устанавливают на основание (наковальню) копровой установки в испытательном «кармане», внутренние размеры и конфигурация которого обеспечивают размещение поглощающего аппарата в габаритах, соответствующих его установочным размерам на вагоне.

Начальную высоту сброса груза H_0 выбирают из условия обеспечения энергии удара, равной 60...80 % от минимально допустимой:

$$H_0 = (0,6...0,8) E_0 / G - X_k,$$

где E_0 – нормативная энергоемкость в состоянии поставки 30 кДж; $G = 126,2$ - вес падающего груза; X_k – полный (конструктивный) ход аппарата.

При этом ход аппарата X должен быть меньше конструктивного X_k .

Далее высоту сброса увеличивают до тех пор, пока при очередном ударе не будет достигнуто закрытие аппарата ($X = X_k$). Приращение высоты сброса груза выбирают с учетом значения хода аппарата при очередном ударе так, чтобы достичь необходимой для закрытия аппарата высоты с минимальным

числом ударов (желательно не более 5). По высоте H максимального сброса определяют энергоемкость в состоянии поставки $E_0 = (H + X_k)G$.

По результатам испытаний шести образцов типовыми методами статистической обработки определяют среднее значение, стандартное отклонение и минимальное значение энергоемкости в состоянии поставки с вероятностью 0,85, которое принимают в качестве показателя для данного поглощающего аппарата.

Испытания на износостойкость включают в себя следующие этапы:

- приработку поглощающего аппарата;
- определение номинальной и максимальной энергоемкости в приработанном состоянии;
- введение нормированной энергии 50 МДж;
- определение номинальной и максимальной энергоемкости после введения нормированной энергии.

На всех этапах копровых испытаний во избежание перегрева объектов количество энергии, введенной в испытываемый образец в течение 30 минут, должно быть не более 600 кДж. Для выполнения этого требования, в случае необходимости, испытания прерывают в целях охлаждения аппарата.

Приработку поглощающего аппарата и введение нормированной энергии производят путем повторения типового (базового) цикла испытаний, который включает серию ударов по поглощающему аппарату, установленному на основание копра, падающим грузом, сбрасываемым с высоты, увеличивающейся с постоянным шагом от минимальной начальной до максимальной, при которой ход аппарата становится равным конструктивному или сила достигает 3,5 МН. Начальную высоту сброса и шаг приращения принимают равными 0,02 м.

Для каждого удара в первичном протоколе (рабочем журнале) испытаний регистрируют высоту сброса H , ход аппарата X и введенную энергию, определяемую по формуле $E = (H + X)G$. Энергию, введенную в последнем ударе цикла (при закрытии аппарата), принимают за энергоемкость аппарата в данном цикле испытаний. После каждого цикла подсчитывают и регистрируют суммарную введенную за цикл энергию.

Критерием приработки аппарата является стабилизация энергоемкости, которую контролируют по энергии закрытия в трех последовательных циклах, проведенных в течение одной рабочей смены: величина энергии закрытия в каждом из этих циклов не должна отличаться от среднего значения для этих циклов более чем на 5 %.

Испытания на износостойкость проводят путем повторения базового цикла испытаний до тех пор, пока суммарная введенная энергия (с учетом энергии, введенной при приработке) не достигнет 50 МДж, после чего повторно определяют номинальную и максимальную энергоемкость.

Определение номинальной и максимальной энергоемкости производят путем регистрации силы и хода аппарата в процессе его ударного сжатия при сокращенном цикле испытаний, в котором начальную высоту сброса груза

определяют по данным приработки аппарата при его ходе, равном половине конструктивного $X = 0,5X_k$. Система регистрации должна обеспечивать запись процессов в диапазоне частот от 0 до 200 Гц.

Испытаниям на предельную нагрузку по критерию прочности корпуса подвергают два поглощающих аппарата, для которых ранее определены значения номинальной и максимальной энергоемкости на копре.

При проведении испытаний регистрируют силу удара. Рабочий диапазон частот системы регистрации должен обеспечивать возможность записи процессов частотой от 0 до 300 Гц.

Начальную высоту сброса груза устанавливают на 10 мм больше, чем высоту сброса, при которой происходит закрытие аппарата ($X = X_k$).

При необходимости высоту сброса увеличивают с шагом 10 мм до тех пор, пока сила удара не достигнет 3,3...3,5 МН. После этого производят 20 ударов с выбранной таким образом постоянной высотой сброса груза.

По окончании испытаний на предельную нагрузку по критерию прочности корпуса, повторно определяют средние значения номинальной и максимальной энергоемкости на копре.

Для поглощающих аппаратов, для которых сила сопротивления при сжатии существенно зависит от скорости (гидравлические, эластомерные или комбинированные с гидроставкой), испытания на предельную нагрузку по критерию прочности корпуса проводят на ударном копре только в том случае, если сила сопротивления аппарата при закрытии не превышает 3 МН. Для уменьшения силы гидравлического сопротивления поглощающих аппаратов при проведении таких испытаний на копре допускают замену регулирующих элементов гидравлической системы аппарата.

Для определения номинальной и максимальной энергоемкости путем компьютерной обработки строят и распечатывают динамические силовые характеристики (зависимость силы от деформации – хода X) поглощающего аппарата, содержащие линию нагрузки (при увеличении хода от $X_0 = 0$ до X_{\max}) и линию разгрузки (при уменьшении хода от X_{\max} до $X_0 = 0$) каждого зарегистрированного удара (опыта). Воспринятую энергию W_a в каждом опыте определяют программным путем как площадь между линией нагрузки и осью X на графике силовой характеристики. По графику зависимости воспринятой энергии W_a от максимальной силы P_{\max} при силе $P=2$ МН определяют номинальную и при силе $P=3$ МН или закрытии аппарата максимальную энергоемкость.

Допустимые погрешности контроля сертификационных испытаний – не более 5 %.

Методика ресурсных испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства. Объектом испытаний являются все типы и виды поглощающих аппаратов, имеющих стабильную зависимость силы сопротивления от сжатия (хода) на всей величине конструктивного хода при квазистатиче-

ском нагружении. Испытаниям подвергают не менее двух опытных образцов поглощающих аппаратов, прошедших ранее статические испытания [176].

На основании испытаний определяют изменение статической силы закрытия после восприятия аппаратом 250 МДж энергии. Это изменение не должно превышать 20 % первоначального значения.

Испытания проводят методом многократного квазистатического или динамического нагружения в лабораторных условиях при температуре окружающего воздуха 20 ± 5 °С. Испытания проводят на гидравлическом пульсаторе с усилием не менее 1,5 МН. Для регистрации силы, перемещения и числа циклов используют штатную регистрирующую систему испытательной машины.

Ресурсные испытания включают три цикла, в каждом из которых поглощающий аппарат подвергают следующим нагружениям:

- 3000 нагружений, в каждом из которых аппарат должен воспринять энергию, равную 25 % номинальной энергоемкости ($We = 0,25En$);
- 1200 нагружений, в каждом из которых аппарат должен воспринять энергию, равную 50 % номинальной энергоемкости ($We = 0,50En$);
- 200 нагружений, в каждом из которых аппарат должен воспринять энергию, равную 85 % номинальной энергоемкости ($We = 0,85En$).

По окончании ресурсных испытаний общая энергия, воспринятая поглощающим аппаратом, должна составлять не менее 250 МДж [176].

При проведении с помощью пульсатора ресурсных испытаний аппаратов, сила сопротивления которых зависит преимущественно от скорости сжатия (гидравлических, эластомерных и т.п.), режимы нагружения могут определяться величиной хода поглощающего аппарата, равной ходу аппарата при испытаниях на вагоне, при котором аппарат воспринимает соответствующую энергию (25, 50 и 85 % номинальной энергоемкости). При испытаниях же на ударной машине регулирующие элементы поглощающего аппарата, определяющие величину силы сопротивления, должны быть настроены или подобраны таким образом, чтобы энергия, равная 25, 50 и 85 % номинальной энергоемкости, воспринималась приблизительно при том же ходе поглощающего аппарата, что и в испытаниях при соударении вагонов.

При проведении ресурсных испытаний на вагонах допускают установку ударяемого вагона с подпором группой груженых заторможенных вагонов, а также блокировку его поглощающего аппарата и поглощающих аппаратов вагонов подпора. Испытываемым аппаратом в этом случае должен быть обо- рудован только набегающий вагон.

До начала ресурсных испытаний для принятых условиях испытаний (на вагонах, пульсаторе или копровой установке) определяют исходные первоначальные средние значения номинальной и максимальной энергоемкости аппарата в данных условиях.

В процессе отладки режимов ресурсных испытаний регистрируют силу сопротивления и ход поглощающего аппарата, а также скорость соударения вагонов, режим работы пульсатора или высоту сброса груза копровой уста-

новки, если необходимые режимы нагружения не могут быть выбраны на основании результатов предшествующих этапов испытаний.

В ходе ресурсных испытаний необходимо предотвратить перегрев элементов поглощающего аппарата, который может повлиять на срок их службы или привести к их повреждению. Для этого следует, по возможности, контролировать температуру в опасных точках и ограничить количество энергии, вводимой в аппарат в процессе непрерывного рабочего цикла. Рекомендуется, чтобы энергия, воспринятая в течение одного часа аппаратом, не превышала 800 кДж.

В результате компьютерной обработки регистрируемых параметров строят и распечатывают исходные и контрольные статические силовые характеристики (зависимость силы от деформации – хода X) поглощающего аппарата, содержащие линию нагрузки (при увеличении хода от $X_0 = 0$ до X_{\max}) и линию разгрузки (при уменьшении хода от X_{\max} до $X_0 = 0$). Усилие закрытия $P_{\text{ст max}}$ определяют по графику силовой характеристики. Усилие закрытия, определенное при контрольных статических испытаниях после окончания ресурсных, сравнивают с исходным усилием закрытия аппарата до начала ресурсных испытаний

Методика испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства при соударении вагонов. Объектом испытаний являются поглощающие аппараты, установочные размеры которых соответствуют ГОСТ 3475-81 [177]. Пружинно-фрикционные аппараты должны быть предварительно приработаны путем введения не менее чем 0,5 МДж энергии непосредственно на вагоне или на ударном копре [178].

Испытаниям подвергают не менее двух опытных образцов аппаратов, имеющих стабильные силовые характеристики, для которых значения показателей, определенных на двух образцах, отличаются от их среднего значения не более чем на 5 %. В противном случае испытывают не менее пяти образцов.

Параметры, полученные при проведении ударных испытаний, являются основными показателями эффективности применения данного аппарата на подвижном составе в условиях маневрового режима эксплуатации. На основании испытаний определяют:

- номинальную энергоемкость E_n для типоразмерного ряда;
- максимальную энергоемкость E_m для типоразмерного ряда;
- номинальную скорость соударения V_n для типоразмерного ряда аппаратов;
- максимальную (допускаемую) скорость соударения V_m для типоразмерного ряда аппаратов;
- динамическую силу закрытия P_{kd} для типоразмерного ряда аппаратов;
- допустимое с вероятностью не более 0,05 превышение силы 2 МН при

номинальной энергоемкости для типоразмерного ряда аппаратов.

Испытания проводят в естественных климатических условиях. Испытания производят путем соударения на прямом горизонтальном участке пути набегающего вагона (вагона-бойка) и свободно стоящего незаторможенного испытательного вагона (ударяемый вагон).

В качестве испытательных вагонов используют два полувагона, один из которых оборудован серийным поглощающим аппаратом с ранее определенными характеристиками (известной зависимостью воспринятой энергии W_e от максимальной силы P_{\max} , номинальной E_n и максимальной E_m энергоемкостью), имеющим номинальную энергоемкость 40...60 кДж, а второй – испытываемым поглощающим аппаратом.

Для регистрации скорости набегающего вагона, силы удара и хода поглощающих аппаратов используют автосцепку-динамометр, датчик линейных перемещений, усилитель и аппаратно-программный комплекс на базе ПК.

При определении показателей оба вагона должны быть загружены щебнем до массы брутто 100 ± 5 т, а в качестве вагона-бойка используют вагон, оборудованный серийным аппаратом (типа Ш-2-В).

В процессе испытаний регистрируют:

- скорость набегающего вагона до соударения;
- силу удара по автосцепке-динамометру;
- ход опытного и серийного поглощающего аппарата;
- ускорение рамы кузова вагона, оборудованного опытным поглощающим аппаратом (по дополнительному требованию).

Испытания проводят на стенде-горке или при помощи локомотива. Диапазон регистрируемых частот – от 0 до 125 Гц.

Скорость соударения задают от 0,83 м/с (3 км/ч) до максимальной, при которой максимальная сила составляет 3,0...3,5 МН, с шагом приращения 0,27...0,55 м/с (1...2 км/ч) в зависимости от ожидаемой максимальной. При каждом интервале скоростей от 0,83 (3) до 1,66 (6), от 0,66 (6) до 2,5 (9), от 2,5 (9) до 3,33 (12) и свыше 3,33 м/с (12 км/ч) производят не менее пяти соударений.

Для каждого опыта программным путем по силовой характеристике определяется коэффициент поглощения и воспринятая энергия. На основании статистической обработки зависимостей $P(V)$, $P(E)$ и $J(V)$ с заданной вероятностью определяются номинальные и максимальные значения скорости и энергоемкости и уровень ускорений при заданных скоростях соударения.

Методика поездных динамических испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства. Испытаниям подвергают не менее четырех опытных образцов, которыми оборудуют груженые до полной грузоподъемности полувагоны [179].

На основании испытаний определяют:

- номинальную энергоемкость в поездном режиме для типоразмерного ряда;

- коэффициент необратимого поглощения энергии η для типоразмерного ряда аппаратов.

Испытания проводят методом нагружения в составе тяжеловесного поезда при трогании и осаживания в реальных условиях эксплуатации на сети железных дорог.

Испытания проводят в поезде массой не менее 7 тыс. т, состоящем из груженых до полной грузоподъемности грузовых вагонов.

Суммарная мощность локомотивов, расположенных в голове поезда, при трогании состава с места должна обеспечивать реализацию силы тяги, приложенной к автосцепке головного вагона, не менее 0,9 МН.

Группа испытательных вагонов должна состоять не менее чем из 10 вагонов, два из которых должны быть оборудованы испытываемыми поглощающими аппаратами, загруженных до массы брутто, не меньшей массы брутто вагонов, для которых предназначены данные поглощающего аппарата, и включена в состав между его серединой и последней третью.

Опыты состоят в осаживаниях растянутого и троганиях с места сжатого состава при различных режимах, начиная с легких, при медленном наборе тяги, постепенно доводя их до самых тяжелых, при которых продольная сила по автосцепке в группе испытательных вагонов будет не менее 2,0 МН. Общее число опытов должно быть не менее 60, в том числе не менее 10 опытов с продольными силами в группе испытательных вагонов массой 180 т (1,8 МН) и более.

В процессе испытаний регистрируют силу по автосцепке-динамометру и значения ходов поглощающих устройств, как минимум, в одном контрольном сечении, расположенном в центре группы испытательных вагонов. Допускается включение в группу испытательных вагонов вагона-лаборатории, но не ближе, чем через 3 вагона от контрольного сечения.

Критерием оценки результатов испытаний является величина воспринимаемой поглощающим аппаратом энергии при продольной силе не более 2,0 МН.

В результате компьютерной обработки строят и распечатывают динамические силовые характеристики (зависимость силы от деформации хода X) поглощающего аппарата, содержащие линию нагрузки (при увеличении хода от $X_0=0$ до X_{\max}) и линию разгрузки (при уменьшении хода от X_{\max} до $X_0=0$). Энергоемкость, равную воспринятой энергии W_a , определяют программным путем как площадь между линией нагрузки и осью X на графике силовой характеристики. Также определяют энергию отдачи W_r как площадь между линией разгрузки и осью X и рассчитывают коэффициент необратимого поглощения энергии (коэффициент поглощения) из выражения $\eta = (W_a - W_r) / W_a \cdot 100$.

Такое ограничение объема поездных испытаний допускается, если рассматриваемые поглощающие аппараты не являются серийными (массовыми), то есть, если ими не оборудуются все или большинство вагонов эксплуата-

онного парка. В случае поездных испытаний массовых аппаратов ими следует оборудовать все вагоны поезда, так как в такой системе могут выявляться особенности поведения аппаратов в большой совокупности. К таким особенностям относятся, например, процессы формирования и гашения волн ударов в поезде, реакция такого поезда на торможение пневматическими тормозами.

Методика поездных эксплуатационных испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства. При испытаниях проверяются изменения показателей (силы закрытия и энергоемкости) силовой характеристики аппарата после одного года эксплуатации и после двух лет эксплуатации [180].

Испытания проводят в реальных условиях эксплуатации на сети железных дорог.

Испытаниям подвергают не менее 20 поглощающих аппаратов из той же партии, из которой были отобраны 6 (4) образцов для проведения стендовых испытаний.

Испытания в маневровом режиме проводят путем роспуска вагонов, оборудованных испытываемыми аппаратами и загруженных до полной грузоподъемности, на сортировочной горке, оборудованной системой автоматической регистрации скорости выхода вагонов с последней позиции замедлителей.

Средняя скорость соударения вагонов должна быть равна номинальной скорости соударения, определенной для данного аппарата при проведении ударных испытаний. Каждый аппарат должен принять не менее 200 соударений при роспуске одиночными вагонами и не менее 20 соударений при роспуске группой по 2–3 вагона.

По окончании испытаний в режиме маневровой работы проводят комиссионный осмотр технического состояния вагонов и опытных аппаратов с участием представителей дороги, результаты которого оформляют актом осмотра и заключением о возможности проведения дальнейших испытаний в составе поезда.

Поездные эксплуатационные испытания проводят на вагонах, для которых предназначены данные поглощающие аппараты, в условиях контролируемой эксплуатации в составе маршрутных поездов или на вагонах, принадлежащих или арендуемых предприятиями, находящимися под постоянным контролем и имеющих конкретный ограниченный полигон обращения.

В процессе поездных испытаний регистрируют:

- пробег вагонов;
- выявленные неисправности, дефекты и отказы поглощающих аппаратов, а также замечания по их работе, технологии осмотра и контролю состояния.

Не реже одного раза в два квартала проводят комиссионные осмотры с участием представителей испытательного центра, заявителя и транспортных предприятий и организаций, эксплуатирующих вагоны, оборудованные испытываемыми поглощающими аппаратами. По согласованию между испыта-

тельным центром и заявителем к участию в комиссионном осмотре могут быть привлечены представители других организаций. Результаты периодических осмотров оформляют актами.

Продолжительность поездных эксплуатационных испытаний должна составлять 2 года, причем пробег каждого из вагонов, оборудованных испытываемыми поглощающими аппаратами, должен быть не менее 100 тыс. км.

По истечении установленного срока эксплуатационных испытаний не менее двух поглощающих аппаратов, прошедших эти испытания, должны быть подвергнуты контрольным статическим испытаниям, а в случае, если это находят необходимым представители испытательного центра, также и испытаниям при соударении вагонов для определения номинальной и максимальной динамической энергоемкости.

По просьбе заявителя промежуточные контрольные испытания могут быть проведены после одного года эксплуатации при пробеге не менее 80 тыс. км. На основании результатов этих контрольных испытаний принимают решение об изготовлении установочной партии аппаратов.

Отказ поглощающих аппаратов (потеря работоспособности) в процессе эксплуатационных испытаний не допускается и является основанием для их прекращения.

Кроме непосредственных испытаний амортизирующих устройств существуют и другие виды испытаний, позволяющие оценить эффективность их работы. Например, динамические ходовые испытания вагонов, при которых оцениваются динамические показатели всего экипажа в целом. По измерению отдельных динамических показателей можно сделать вывод о правильности выбранных упруговязких характеристик рессорного подвешивания и отдельных амортизирующих устройств. Пример измерения вертикальных сил в боковых рамах тележек грузовых вагонов приведен ниже.

10.2. Методика измерения вертикальных сил, действующих на тележки грузовых вагонов со стороны колесных пар

Измерение вертикальных сил, действующих на колесные пары, является необходимым атрибутом экспериментального определения условий безопасности движения грузовых вагонов. Эти измерения, как правило, осуществляются косвенно по деформациям боковин тележек при действии на них вертикальных сил со стороны колесных пар. На рис. 10.1, *а* и 10.1, *б* приведены две наиболее часто встречаемые схемы расположения датчиков для измерения вертикальных сил [145; 181]. К сожалению, обе эти схемы чувствительны к действию продольных сил со стороны букс колесных пар на тележку. В 1991-1992 годах Л. Манашкиным совместно с А. Жаковским и В. Колбуном на стенде кафедры вагонов ДИИТа был проведен эксперимент по изучению степени влияния продольных сил, действующих на боковину со стороны буксы, на показания датчиков вертикальных сил. Эти опыты показали весьма сильную чувствительность схемы, приведенной на рис. 10.1, *б*, к действию

продольных сил. Анализ показывает, что и схема (рис. 10.1, а) имеет погрешности при измерении вертикальных сил. Все это хорошо известно испытателям грузовых вагонов. Поэтому при анализе устойчивости движения вагонов от всползания колеса на рельс участки записей, при которых имели место торможения вагонов, исключались из рассмотрения или на испытываемых вагонах отключались тормоза.

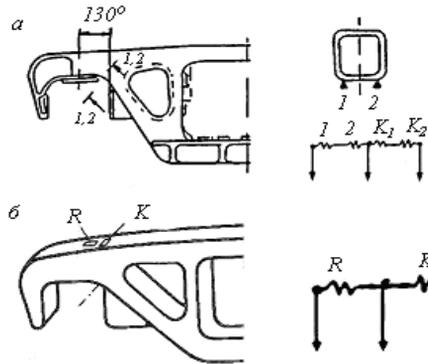


Рис. 10.1. Типовые схемы установки датчиков для определения вертикальных сил

Следует отметить, что продольные силы постоянно присутствуют при испытаниях вагонов, даже при движении на выбеге. Это составляющие сил при ударном взаимодействии колес с рельсами на стыках, продольные силы, возникающие при вписывании колесных пар в кривые участки пути, составляющие продольных сил инерции колесных пар при продольных взаимодействиях вагонов, составляющие силы сопротивления движению. Более того, при анализе безопасности движения вагонов самостоятельный интерес представляет определение коэффициента устойчивости от всползания колеса на рельс при торможениях вагонов, так как сходы колесных пар нередко провоцируются режимами торможения. Поэтому исключение влияния продольных сил, действующих со стороны букс на боковины тележек, является достаточно важной задачей.

Попытки исключить продольные силы из показаний датчиков вертикальных сил производились в 1992 году Л. Манашкиным совместно с Н. Гаркави, но оказались безрезультатными.

Вопрос о компенсации продольных сил при измерении вертикальных сил обсуждался специалистами, и появились предложения по компенсации отрицательного влияния сложного нагружения боковины тележки на результаты измерения вертикальных сил [182; 183].

Однако нельзя согласиться с утверждением авторов работы [182], что проблема может быть решена путем «наклейки тензорезисторов в четырех точках верхнего пояса боковой рамы, которые позволяют компенсировать

влияние боковых и продольных сил». Дело в том, что, во-первых, таким путем можно компенсировать только влияние горизонтальных боковых сил на результаты измерения вертикальных сил. Во-вторых, продольные силы, влияющие на показатели датчиков вертикальных сил, действуют через хобот рамы или по плоскости опирания тележки на буксу через силы трения и оказывают разное влияние на деформации датчиков, измеряющих вертикальные силы. В-третьих, продольные силы при идеальном их приложении (равномерном по ширине хобота или по ширине плоскости опирания боковины на буксу) вызывают не только деформации растяжения–сжатия верхнего пояса боковины, но и ее изгиб в той же плоскости, что и вертикальные силы. Поэтому необходимо использовать датчики, измеряющие изгибающий момент, обусловленный действием только продольных сил от взаимодействия буксы с хоботом боковины, и датчики, измеряющие деформации волокон, в которых в наибольшей мере проявятся деформации, вызванные продольными силами, приложенными в плоскости опирания буксы на тележку.

Также известно, что силы трения как при вертикальных колебаниях грузового вагона, так и при его горизонтальных колебаниях зависят от вертикальных сил. Поэтому можно предположить, что в случаях, когда при движении по кривым имеют место почти постоянные боковые силы, переменная (вследствие вертикальных колебаний) сила трения будет способствовать параметрическому нелинейному возбуждению боковых колебаний с частотами вертикальных колебаний. При этом, если перемещения в подвеске при вертикальных колебаниях происходят с остановками (из-за сил сухого трения), то следует ожидать появления остановок и при боковых колебаниях со всеми вытекающими отсюда последствиями. А последствия – это появление вибраций с более высокими частотами (обусловленными упругими характеристиками боковины) в эти моменты времени. Возможно, что обнаруженные при описанных экспериментах эффекты связаны не только с влиянием дефектов измерения, но и с параметрическим возбуждением боковых колебаний вертикальными колебаниями.

Продольные силы, действующие со стороны буксы на боковину тележки и воспринимаемые измеряющим датчиком, прикладываются посредством сил трения (в данном случае вернее их назвать силами сцепления) по касательной к горизонтальной поверхности буксового проема, а также к хоботу боковины в моменты взаимодействия буксы с ним.

В данной работе предлагается одна из возможных схем (рис.10.2, а) измерения вертикальных сил, действующих со стороны буксы на боковину тележки, которая, по мнению авторов, позволит существенно снизить влияние продольных составляющих сил на результаты измерений [183; 184]. Здесь R – рабочий тензодатчик, измеряющий деформации волокна в срединной плоскости симметрии боковины, возникающие как при вертикальных, так и продольных силах, действующих на боковину тележки; K_1 – тензодатчик, расположенный на пересечении срединной поверхности боковины и наружной поверхности ее хобота у его основания; K_{21} и K_{22} – тензодатчики, распо-

ложенные на средней линии боковых поверхностей верхнего пояса боковины в том же сечении, что и датчик, отмеченный символом R . Датчики K_{21} и K_{22} соединяются последовательно, образуя сопротивление $K_2 = K_{21} + K_{22}$, показанное на рис.10.2, б. Желательно, чтобы величины сопротивлений K_1 и K_2 были одинаковы, а величина сопротивления R равнялась сумме этих сопротивлений. Резисторы $R_{ш1}$ и $R_{ш2}$, шунтирующие датчики K_{21} и K_{22} , установлены в предположении, что чувствительность датчиков K_1 и K_2 к продольным силам выше чувствительности рабочего датчика к этим же силам. В противном случае необходимо в схему, показанную на рис.10.2, б, добавить резистор, шунтирующий рабочий датчик, и исключить один из резисторов, шунтирующих компенсационные датчики.

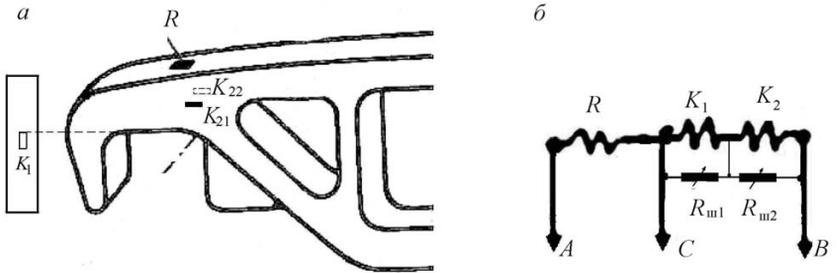


Рис. 10.2. Новая схема размещения датчиков на боковой раме

При анализе работы схемы предполагалось, что к точкам A и B схемы (рис.10.2, б), прикладывалось электрическое напряжение $2U$ питания измерительного моста. Точка C – одна из вершин измерительной диагонали моста. Для упрощения математических выкладок принимаем, что в исходном состоянии $K_1 = K_2 = 0,5R = R_0$. Продольную силу, действующую на хобот боковины, назовем продольной силой один и обозначим индексом «пр1», а продольную силу, действующую по касательной к горизонтальной поверхности буксового проема, продольной силой два с индексом «пр2». Деформации волокна датчика K_1 , определяются только силой один. Деформации же датчиков R и K_2 определяются с разными передаточными коэффициентами вертикальной силой (индекс V), продольной силой один и продольной силой два. Поэтому приращения сопротивлений тензодатчиков под динамической нагрузкой в общем случае движения представлены как

$$\Delta R = \Delta R_v + \Delta R_{пр1} + \Delta R_{пр2}, \quad (10.1)$$

$$\Delta K_1 = \Delta K_{1пр1}, \quad (10.2)$$

$$\Delta K_2 = \Delta K_{2v} + \Delta K_{2пр1} + \Delta K_{2пр2}. \quad (10.3)$$

Проделав необходимые выкладки и пренебрегая малыми второго и более порядков, получим следующее выражение для электрического напряжения в

диагонали предварительно сбалансированного моста при действии указанных сил:

$$\Delta U \approx \frac{U}{2bR_0} \times \left[-\Delta R_V (a - a_2 z_V) - \Delta R_{np1} (a - a_1 z_1 - a_2 z_{12}) - \Delta R_{np2} (a - a_2 z_2) \right], \quad (10.4)$$

где

$$\left. \begin{aligned} a &= 1 + \frac{R_0}{R_{III1}} + \frac{R_0}{R_{III2}}, \\ a_1 &= 1 + \frac{R_0}{R_{III2}}, \\ a_2 &= 1 + \frac{R_0}{R_{III1}}, \\ b &= 1 + a. \end{aligned} \right\} \quad (10.5)$$

$$\left. \begin{aligned} z_V &= \frac{\Delta K_{2V}}{\Delta R_V}, \\ z_1 &= \frac{\Delta K_{1np1}}{\Delta R_{np1}}, \\ z_2 &= \frac{\Delta K_{2np2}}{\Delta R_{np2}}, \\ z_{12} &= \frac{\Delta K_{2np1}}{\Delta R_{np1}}. \end{aligned} \right\} \quad (10.6)$$

Величины (10.6) являются постоянными для конкретной схемы измерений, так как характеризуют отношения величин деформаций в конкретных точках боковины при действии определенной силы.

Из выражения (10.4) следует, что влияние продольных сил один и два на результаты измерения вертикальной силы будут скомпенсированы, если будут равны нулю разности во вторых и третьих скобках в этом выражении. Одновременно снизится чувствительность схемы к измерению самой вертикальной силы, но это может быть скомпенсировано увеличением усиления.

Выразив переменную a через a_1 и a_2 , а также приравняв нулю выражения во вторых и третьих скобках выражения (10.4), получим уравнения для определения коэффициентов a, a_1 и a_2 :

$$\begin{cases} a - a_1 - a_2 = -1, \\ a - z_1 a_1 - z_{12} a_2 = 0, \\ a - z_2 a_2 = 0. \end{cases} \quad (10.7)$$

Определитель системы уравнений (10.7) в общем случае не равен нулю. Следовательно, это уравнение разрешимо. Из него могут быть найдены вели-

чины a_1 и a_2 , а затем и величины шунтирующих сопротивлений.

Практически предложенная схема должна настраиваться экспериментально в процессе подготовки и тарировки измерительных трактов. Для этого сначала балансируется измерительный мост балансирующими устройствами тензометрического усилителя. Затем к буксе, расположенной в средней части буксового проема так, чтобы она не касалась его щек, прикладывается сила два такой величины, чтобы она не вызывала скольжение буксы относительно боковины, и переменным шунтирующим резистором $R_{ш1}$ производится балансировка моста. Тем самым осуществляется компенсация изменений сопротивления рабочего датчика вследствие действия продольной силы два. В этом случае отсутствуют сила один и вызываемые ею деформации рабочего датчика. После этого домкратом прикладывается сила один только к хоботу боковины так, как бы она прикладывалась от буксы. При этом будет отсутствовать сила два и вызываемые ею деформации рабочего датчика R и компенсационного K_2 . В этом случае будут иметь место только деформации этих датчиков, вызываемые силой один. С помощью переменного резистора $R_{ш2}$ балансируется мост и производится компенсация влияния силы один на деформации рабочего датчика и датчика K_2 .

Таким образом, описанная выше методика измерения вертикальных сил, действующих на боковину со стороны буксы, позволяет компенсировать влияние продольных сил на результаты измерений вертикальных сил и осуществлять достаточно точно измерение вертикальных сил и анализ устойчивости движения вагона во время действия продольных сил.

10.3. Методика определения частотных характеристик рельсовых экипажей

Железнодорожные экипажи имеют достаточно широкий спектр частот собственных колебаний. При движении на экипаж действуют различные возмущения, в том числе и возмущения, связанные с несовершенствами рельсового пути. Частота этих возмущений зависит от скорости движения экипажа. Если на каких-то скоростях частоты возбуждения совпадают с собственными частотами колебаний экипажа, то имеют место резонансы, при которых показатели динамических качеств экипажа (например, коэффициенты динамики, запаса устойчивости от опрокидывания и вкатывания колеса на рельс, показатели плавности хода) могут принимать критические значения. Отметим, что резонансными могут быть скорости [185], которые значительно ниже конструкционной (т.е. предельной для данного экипажа). Ходовые испытания должны либо подтвердить возможность эксплуатации подвижного состава во всем диапазоне допустимых скоростей, либо ограничить эксплуатационные скорости, если требования нормативных документов [181; 186] при каких-то скоростях оказались невыполненными. Предполагается, что если подвижной состав признается прошедшим испытания, то в испытаниях име-

ли место поездки, при которых проявились все возможные в эксплуатации резонансные свойства испытуемого объекта.

Для определения частотных характеристик подвижной состав железных дорог согласно документу [181] рекомендуется испытывать на «сбрасывание с клиньев», высота которых не превышает стыковые неровности. При этом не нормируются ни методика проведения этих испытаний, ни методика обработки и использования результатов. Ниже предлагается одна из методик проведения испытаний и обработки их результатов при «сбрасывании с клиньев», которая разработана в соавторстве с проф. Е. П. Блохиным, проф. М. Л. Коротенко, канд. техн. наук Р. Б. Грановским, инженером Н. Я. Гаркави и другими [187]. Она используется в Отраслевой научно-исследовательской лаборатории динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна.

Во время испытаний на опытный экипаж устанавливаются датчики сил, перемещений, скоростей, ускорений. Реализации всех процессов $\forall_k x_k(t)$, фиксируемых этими датчиками при «сбрасывании с клиньев», с момента времени t_0 (рис. 10.3) можно считать линейными комбинациями переходных функций механической системы, описываемой линейными дифференциальными уравнениями $\mathcal{L}\{\bar{x}(t)\} = 0$. Здесь и далее подразумевается, что процесс $x_k(t)$ длительностью T фиксируется датчиком k , $\forall_k x_k(t)$ являются компонентами вектора $\bar{x}(t)$, а их производные $\forall_k \dot{x}_k(t)$ – компонентами вектора $\dot{\bar{x}}(t)$; компоненты вектора $\bar{X}(2\pi fi)$ являются Фурье-отображениями переменных $\forall_k x_k(t)$. Очевидно, что если

$$\forall_k \left[[x_k(t_0) = 0] \wedge [x_k(t \rightarrow \infty) \rightarrow 0] \right] \wedge \exists \dot{x}_k(t_0) \neq 0,$$

то

$$\mathcal{L}\{\bar{x}(t)\} = 0 \leftarrow L[\bar{X}(2\pi fi)] - \bar{H} = 0 \rightarrow \mathcal{L}\{\bar{x}(t - t_0)\} = \bar{H}\delta(t - t_0).$$

Здесь $L[\bar{X}(2\pi fi)]$ – Фурье-отображение линейного дифференциального оператора $\mathcal{L}\{\bar{x}(t)\}$; $\bar{H} = \bar{H}(\bar{x}(t_0))$ – постоянный вектор, зависящий от значений компонент вектора $\bar{x}(t_0)$; $\delta(t - t_0)$ – δ -функция Дирака; $i = \sqrt{-1}$.

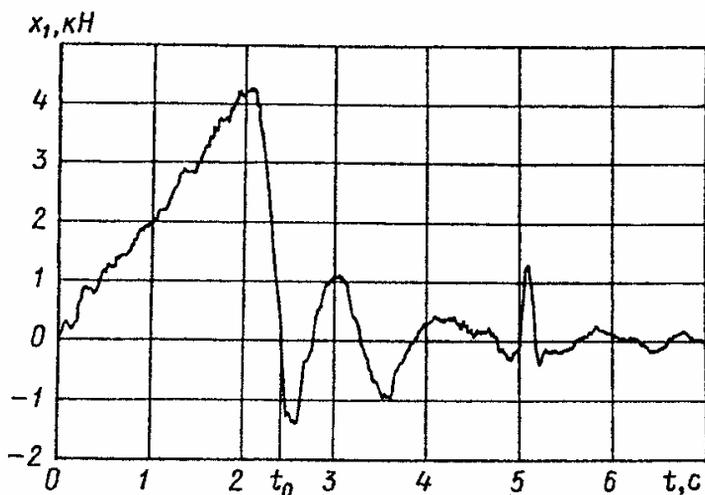


Рис. 10.3. Реализация вертикальной силы в буксовом рессорном подвешивании электровоза ДЭ1

Если проводить «сбрасывание с клина», установленного под одним колесом (технологически удобней, чтобы колесо было последним по ходу движения колесной пары), то преобразование Фурье $Z_{k,j}(f) = F\{h_{k,j}(t)\}$ от переходной функции $h_{k,j}(t) = x_k(t - t_0)$ будет ненормированной передаточной функцией от j -го колеса к k -му датчику [188]. При этом, скорее всего, возбуждятся колебания, соответствующие всем формам, кроме продольных. Продольные колебания можно возбудить при накатывании вагона-бойка на свободностоящий испытуемый объект в рамках ударно-определятельных испытаний [181] рельсовых экипажей.

Отметим, что при «сбрасывании с клиньев» и ударно-определятельных испытаниях требования $x_k(t_0) \approx 0$ и $x_k(t > T) \approx 0$ безусловно выполняются для датчиков скоростей; перемещения отдельных узлов конструкции после сбрасывания могут оказаться смещенными относительно своего положения при t_0 , датчики ускорений иногда при $t \rightarrow \infty$ продолжают фиксировать высокочастотные колебания [189] даже после того, как низкочастотные колебания затухают.

При использовании быстрого преобразования Фурье [190] реализация $h_{k,j}(t)$ должна быть дополнена функцией $x_k(t > T) = 0$ до длины $N = 2^n$ точек (где n – целое число). Для идентификации коэффициентов затухания предпочтительно, чтобы $N = 16\ 384$. Частоту квантования обычно выбирают

согласно зависимости $f_{\text{кв}} = (10 \div 20)f_{\text{ax}}$, где f_{ax} – наименьшая частота, при которой

$$|Z_{k,j}(f > f_{\text{ax}})| \leq 0,05 \max_{0 < f < \infty} |Z_{k,j}(f)|.$$

Датчики перемещений, скоростей и сил при испытаниях рельсовых экипажей обычно фиксируют колебания с частотами до 10 Гц. Поэтому, как правило, для квантования достаточной является частота $f_{\text{кв}} = 100 \div 200$ Гц. Момент времени T отключения регистрирующей аппаратуры определяется выражением $\max_{t > T} |h_{k,j}(t)| \leq 0,05 \max_{0 \leq t \leq T} |h_{k,j}(t)|$.

Для линейной механической системы с одной степенью свободы коэффициент затухания вблизи резонансной частоты f_p можно определить по трем точкам амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) $A(f)$ [191]:

$$k_a = \pi \sqrt{\frac{((f_a^2 - f_2^2)\alpha)^2 - (f_a^2 - f_1^2)}{f_1^2 - (f_2\alpha)^2}}, \quad (10.8)$$

где

$$f_a = \sqrt[4]{\frac{\frac{f_1^4 - f_2^4\alpha^2}{f_2^2\alpha^2 - f_1^2} - \frac{f_3^4 - f_2^4\beta^2}{f_2^2\beta^2 - f_3^2}}{\frac{1 - \beta^2}{f_2^2\beta^2 - f_3^2} - \frac{1 - \alpha^2}{f_2^2\alpha^2 - f_1^2}}}; \quad (10.9)$$

$$\alpha = \frac{A(f_2)}{A(f_1)}; \quad \beta = \frac{A(f_2)}{A(f_3)}$$

или по трем точкам мнимой частотной характеристики (МЧХ) $I(f)$ [192]:

$$k_M = \pi \sqrt{\frac{f_M^4(\Psi - 1) - 2f_M^2(\Psi f_2^2 - f_1^2) + (\Psi f_2^4 - f_1^4)}{f_1^2 - \Psi f_2^2}}, \quad (10.10)$$

где

$$f_M = \sqrt[4]{\frac{(\varphi f_2^4 - f_3^4)\theta - (\varphi f_2^4 - f_1^4)\tau}{(\Psi - 1)\tau - (\varphi - 1)\theta}}; \quad (10.11)$$

$$\Psi = \frac{f_1 I(f_2)}{f_2 I(f_1)}; \quad \varphi = \frac{f_3 I(f_2)}{f_2 I(f_3)}; \quad \theta = \Psi f_2^2 - f_1^2; \quad \tau = \varphi f_2^2 - f_3^2.$$

Здесь $A(f) = \sqrt{[\operatorname{Re}(Z_{k,j}(f))]^2 + [\operatorname{Im}(Z_{k,j}(f))]^2}$, $I(f) = \operatorname{Im}(Z_{k,j}(f))$; резонансная частота f_p соответствует локальному максимуму АЧХ, т.е. из трех последовательных значений f_1, f_2, f_3 абсцисс АЧХ $f_p = f_2$, если

$$A(f_1) \leq A(f_2) > A(f_3) \text{ или } A(f_1) < A(f_2) \geq A(f_3); \quad (10.12)$$

f_a, f_m и k_a, k_m – собственные частоты и коэффициенты затухания системы с одной степенью свободы, идентифицированные по трем точкам АЧХ и МЧХ соответственно.

Косвенным критерием правильности идентификации механической системы вблизи резонансной частоты как системы с одной степенью свободы является близость значений k_a и k_m .

Согласно работе [193] определить коэффициент затухания линейной механической системы с одной степенью свободы можно по разности частот, соответствующих значениям АЧХ на уровне 0,7 от максимального:

$$h = \pi(f_a - f_b),$$

где $f_a = \max f : [A(f) = 0,7A(f_p)]$; $f_b = \min f : [A(f) = 0,7A(f_p)]$;
 $f_p : [A(f_p) = \max_{0 \leq f \leq \infty} A(f)]$.

Очевидно, при ходовых испытаниях скорость v , км/ч, испытательного состава, длина $L_{пл}$, м, рельсовой плети и частота f_p , Гц, связаны зависимостью $v = 3,6L_{пл}f_p / K$, где значения коэффициента $K \in \{1/3; 1/2; 1; 2; 3\}$ соответствуют возбуждению стыковыми неровностями колебаний на резонансных частотах

$$\frac{v}{3 \cdot 3,6 \cdot L_{пл}}; \frac{v}{2 \cdot 3,6 \cdot L_{пл}}; \frac{v}{3,6 \cdot L_{пл}}; \frac{2v}{3,6 \cdot L_{пл}}; \frac{3v}{3,6 \cdot L_{пл}}.$$

Значения $K = 1/3$ и $1/2$ соответствуют возбуждению резонансных колебаний не каждым стыком, а каждым третьим или каждым вторым пройденным стыком. Этот эффект может возникнуть только на очень коротких рельсовых плетях или при очень высокой добротности конструкции подвижного состава. Как правило, такие резонансы в подвижном составе не наблюдаются. Значения $K = 2$ и 3 соответствуют возбуждению стыковыми неровностями резонансов от второго и третьего тона частоты прохождения составом стыков. Резонансное увеличение амплитуд колебаний может вызвать соударения деталей конструкции, повышение коэффициентов динамики и уменьшение коэффициентов запаса устойчивости испытуемого объекта от вкатывания колес на рельс [181; 186]. При ходовых испытаниях резонанс поперечных колебаний чаще наблюдается в кривой, а резонанс вертикальных колебаний – как в кривой, так и в прямой. Опасные эксплуатационные режимы следует ожидать при скоростях, которым соответствуют резонансы на частотах с наибольшими АЧХ.

На рис. 10.3 приведена реализация вертикальной силы в буксовом рессорном подвешивании, зафиксированная тензодатчиком x_1 при «сбрасывании с клина» электровоза ДЭ1. Клин находился под левым колесом первой оси электровоза.

В табл. 10.2 приведены значения f_p , f_a , f_m , k_a , k_m , полученные по зависимостям (10.8)-(10.12), и $A(f_p)$. Резонансные частоты $f_p > f_y$, при которых $A(f_y) \ll \max_f A(f)$, в таблицу не вносились. Звездочкой отмечены значения k_m , которые невозможно определить по формуле (10.10).

Таблица 10.2

Собственные частоты, коэффициенты затухания и АЧХ системы с одной степенью свободы

f_p	f_a	f_m	$-k_a$	$-k_m$	$A(f_p)$
0,635	0,648	0,612	0,698	0,631	0,067
0,757	0,768	0,738	0,658	0,169	0,086
0,879	0,896	0,896	0,962	0,123	0,083
1,001	1,014	1,034	0,892	0,457	0,097
1,343	1,334	1,334	0,555	0,489	0,053
1,440	1,436	1,425	0,583	0,372	0,042
1,758	1,759	1,761	0,571	0,433	0,036
1,855	1,848	1,839	0,684	0,240	0,028
2,100	2,111	2,111	0,555	0,457	0,025
2,222	2,219	2,198	0,849	0,351	0,027
2,515	2,523	2,524	0,711	0,438	0,027
2,905	2,913	2,902	0,575	0,443	0,023
3,027	3,024	3,019	0,587	*	0,023
3,320	3,330	3,304	0,660	0,342	0,016
3,442	3,447	3,455	0,729	*	0,011
3,662	3,672	3,660	0,475	0,347	0,020
4,102	4,095	4,092	0,475	*	0,017
4,224	4,227	4,236	0,647	0,278	0,010
4,443	4,448	4,420	0,817	0,299	0,013
4,858	4,860	4,862	0,657	*	0,011

На рис. 10.4 показаны ненормированные АЧХ (а) и МЧХ (б) грузового электровоза, построенные по реализации $x_1(t)$, представленной на рис. 10.3, на рис. 10.5 – спектральные плотности W реализации (в относительных единицах), зафиксированные тензодатчиком x_1 при различных режимах движения электровоза: при движении испытуемого локомотива со скоростью

$v = 70$ (а) и 90 км/ч (б). На рис. 10.5, а при $v = 70$ км/ч наблюдаются колебания с частотами $f_{p1} \approx 0,60$ Гц, $f_{p2} \approx 0,74$ Гц, $f_{p3} \approx 0,87$ Гц и $f_{p4} \approx 1,07$ Гц, при $v = 90$ км/ч (см. рис. 10.5, б) – колебания с частотами $f_{p2} \approx 0,76$ Гц и $f_{p4} \approx 1$ Гц. Эти частоты совпадают с частотами собственных колебаний, найденными из опытов «по сбрасыванию с клиньев».

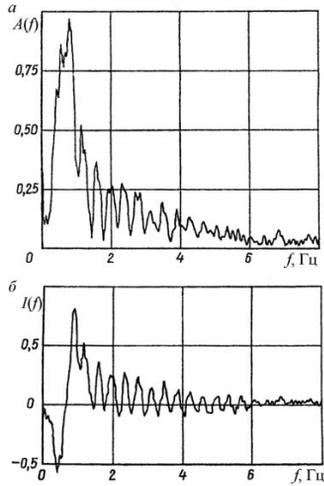


Рис. 10.4. Ненормированные АЧХ (а) и МЧХ (б) грузового электровоза

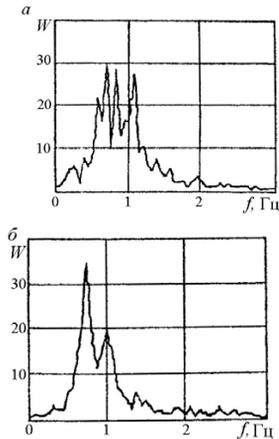


Рис. 10.5. Спектральные плотности W реализации (в относительных единицах) при скорости $v = 70$ (а) и $v = 90$ км/ч (б)

Из сопоставления данных табл.10.2 и рис. 10.5 видно, что колебания на собственных частотах, найденных по результатам «сбрасывания с клиньев», могут возбуждаться при различных режимах движения и не обязательно одновременно.

Таким образом, предложенную методику определения частотных характеристик рельсовых экипажей можно использовать для предварительной их оценки при испытаниях любых рельсовых экипажей и колесной техники, если форма и высота клина обеспечат возбуждение собственных частот при «сбрасывании с клиньев». Эта методика позволяет оценить эффективность некоторых систем гашения колебаний и амортизаторов удара до проведения динамических ходовых испытаний.

10.4. Методика обработки результатов динамических ходовых испытаний рельсовых экипажей

В соответствии с требованиями нормативных документов, действующих в России [181; 194] и в Украине [195; 196], при ходовых динамических испытаниях рельсовых экипажей определяются и нормируются коэффициенты горизонтальной ($K_{дг}$) и вертикальной динамики (справа по ходу движения $K_{двп}$, слева – $K_{двл}$), а также коэффициенты запаса устойчивости от опрокидывания ($K_{уо}$) и от схода колес с рельсов ($K_{у}$). В данном подразделе предлагается методика обработки результатов динамических ходовых испытаний рельсовых экипажей, которая систематизирует требования различных нормативных документов [197].

Согласно нормативным документам [181; 194; 196] исходной информацией для определения искомых величин, относящихся к необрессоренной раме тележки рельсового экипажа, являются временные реализации динамических добавок вертикальных сил $x_1(t)$, $x_2(t)$, действующих соответственно на правую и левую буксу одной и той же колесной пары, а также реализация горизонтальной поперечной (рамной) силы $x_3(t)$, действующей на ту же колесную пару. Согласно [181; 194; 196] упомянутые коэффициенты динамики определяются и для обрессоренной рамы тележки в случае тележек с надбуксовым подвешиванием. При этом исходной информацией для обработки являются динамические добавки горизонтальной и вертикальных сил, действующих на надрессорную балку со стороны колес. При принятом в нормативных документах [181; 196] правиле знаков для $x_1(t)$ и $x_2(t)$ догрузка колеса соответствует знаку «минус», разгрузка – знаку «плюс»; положительной принята рамная сила, действующая на колесную пару справа налево по ходу движения рельсового экипажа.

При вводе в компьютер через аналого-цифровой преобразователь (АЦП) [198] трех входных сигналов $\bigvee_{i=1}^3 x_i(t)$ обычно достаточна частота квантования

$f_{\text{кв}} = 100$ Гц. В общем случае достаточной для квантования реализаций $\bigvee_{i=1}^3 x_i(t)$ считается частота $f_{\text{кв}} = f_x$, если при квантовании [197] с частотой f_x искомые квантили доверительных вероятностей модулей коэффициентов динамики не меньше, а коэффициентов запаса устойчивости не больше, чем при квантовании с частотой $2f_x$. Сказанное выше соответствует выражению

$$f_{\text{кв}} = f_x \Leftarrow \mathfrak{D} \wedge \mathfrak{Y}, \quad (10.13)$$

где

$$\mathfrak{D} = \left[\bigvee_{\Omega \in \{K_{\text{ДВП}}, K_{\text{ДВЛ}}, K_{\text{ДГ}}\}} \max_{f_x} |\Omega| \geq \max_{2f_x} |\Omega| \right],$$

$$\mathfrak{Y} = \left[\bigvee_{\Omega \in \{K_y, K_{y0}\}} |\Omega|_{f_x} \leq |\Omega|_{2f_x} \right]$$

Правила получения квантилей доверительных вероятностей искомых величин $K_{\text{ДВП}}$, $K_{\text{ДВЛ}}$, $K_{\text{ДГ}}$, K_y , K_{y0} описаны ниже. При вводе в компьютер ошибка синхронности между любыми двумя каналами не должна превышать величины Δt_2 , определяемой выражением $\sin(2\pi f_{\text{max}} \Delta t_2) < 0,05$. Очевидно, если частотный диапазон входных сигналов ограничен частотой $f_{\text{max}} \approx 4$ Гц, то $\Delta t_2 \approx 0,002$ с. При вводе в компьютер целесообразна (но не обязательна!) отбраковка заведомо ошибочных результатов, вызванных сбоями измерительно-регистрающей аппаратуры. Для этого руководителем испытаний назначаются «границы разумности» вводимых величин $\bigvee_{i=1}^3 X_i \geq \sup_{0 < t < \infty} x_i(t)$. Если в момент измерения t_j хоть один из вводимых процессов не попадает в свои «границы разумности», то результаты измерений в этот момент времени во всех трех процессах игнорируются. Очевидно, что все точки введенных в компьютер реализаций процессов соответствуют выражению

$$\bigvee_{j=1}^N \bigvee_{i=1}^3 x_i(t_j) < X_i, \quad (10.14)$$

где количество точек в реализации $N \leq T f_{\text{кв}}$, T – длительность реализации. При следовании опытного рельсового экипажа в прямых участках пути все введенные реализации должны быть центрированы [197] так, чтобы их средние арифметические равнялись нулю. При следовании опытного рельсового экипажа в кривых участках пути или по стрелкам на боковой путь каждая введенная реализация должна центрироваться так, чтобы ее нулевая линия соответствовала среднему арифметическому реализации, зафиксированной этим же датчиком на прямом участке пути, предшествующем данной кривой или следующим за данной кривой.

Средние арифметические в каждой реализации $\forall_{j=1}^N x_i(t_j)$ определяются выражением [199]

$$\forall_{i=1}^3 M[x_i] = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_i(t_j). \quad (10.15)$$

Здесь i – номер датчика ($i \in [1, 2, 3]$), j – порядковый номер элемента в реализации.

В каждый момент времени t_j коэффициенты вертикальной динамики $K_{\text{двп}}(t_j)$ справа и $K_{\text{двл}}(t_j)$ слева по ходу движения рельсового экипажа определяются зависимостями [181; 196]

$$\forall_{j=1}^N K_{\text{двп}}(t_j) = x_1(t_j)/Q_{\text{ш}}, \quad \forall_{j=1}^N K_{\text{двл}}(t_j) = x_2(t_j)/Q_{\text{ш}}, \quad (10.16)$$

а коэффициент горизонтальной динамики – зависимостью [194]

$$\forall_{j=1}^N K_{\text{дг}}(t_j) = x_3(t_j)/P_{\text{ст}} \quad (10.17)$$

где $Q_{\text{ш}}$ – статическая нагрузка на шейку оси колесной пары; $P_{\text{ст}}$ – статическая нагрузка от колесной пары на рельсы.

Коэффициенты вертикальной динамики на набегающем $K_{\text{н}}$ и на ненабегающем $K_{\text{нн}}$ колесе (рис. 10.6 – вид сзади относительно направления движения) определяются следующим образом: при $H_{\text{р}}$, действующей справа налево, $K_{\text{н}} = K_{\text{двл}}$ и $K_{\text{нн}} = K_{\text{двп}}$; при $H_{\text{р}}$, действующей слева направо, – $K_{\text{н}} = K_{\text{двп}}$ и $K_{\text{нн}} = K_{\text{двл}}$. Здесь $H_{\text{р}} = |x_3(t_j)|$. Для каждого момента времени t_j согласно [181; 196]

$$K_{\text{в}} = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \text{tg}\beta} \frac{G_{\text{ч}}}{G_3}, \quad (10.18)$$

где β – угол наклона образующей гребня колеса к горизонтальной оси; $\mu = 0,25$ – коэффициент трения; $G_{\text{ч}}$ и G_3 – условные величины, имеющие размерность сил:

$$G_{\text{ч}} = Q_{\text{ш}} \left[\frac{2(b-a_2)}{L} - \frac{K_{\text{н}}(2b-a_2)}{L} + \frac{K_{\text{нн}}a_2}{L} \right] + q \frac{b-a_2}{L} + \frac{r}{L} H_{\text{р}}, \quad (10.19)$$

$$G_3 = \mu Q_{\text{ш}} \left[\frac{2(b-a_1)}{L} - \frac{K_{\text{нн}}(2b-a_1)}{L} + \frac{K_{\text{н}}a_1}{L} \right] + \mu q \frac{b-a_1}{L} + \left(1 - \frac{r}{L} \mu \right) H_{\text{р}} \quad (10.20)$$

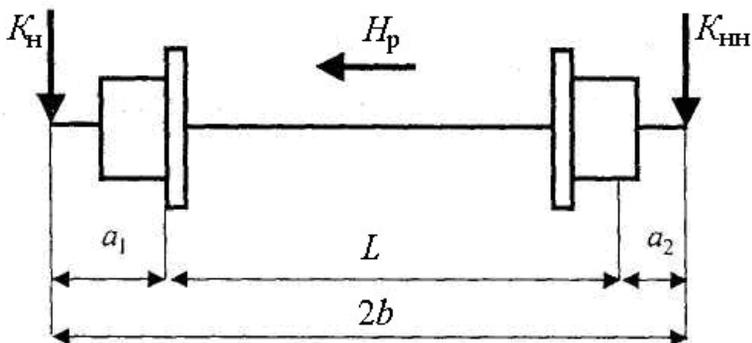


Рис. 10.6. Колесная пара испытуемого рельсового экипажа. Вид сзади

Здесь $2b$ – расстояние между серединами шеек оси колесной пары, м; a_1 и a_2 – расстояния от точек контакта колес с рельсами до середин шеек оси колесной пары, соответствующих набегающему и ненабегающему колесу, м; L – расстояние между точками контакта колес на рельсах, м; q – вес неподдресоренных частей, приходящийся на колесную пару, кН (очевидно, что $P_{СТ} = 2Q_{Ш} + q$); r – радиус круга катания колеса, м.

В выражениях (10.19) и (10.20) единица измерения величин H_p и $Q_{Ш}$ – килоньютоны. Значения величин $2b$, a_1 , a_2 , L , r для типовых колесных пар в [181; 196] задаются. Отметим, что согласно действующему в Украине документу [196] $r = 0,475$ м, $b = 1,018$ м, $a_1 = 0,264$ м, $a_2 = 0,217$ м, $L = 1,555$ м, $a_1 + a_2 + L = 2b$, а согласно действующему в России документу [181] $r = 0,45$ м, $b = 1,018$ м, $a_1 = 0,264$ м, $a_2 = 0,217$ м, $L = 1,555$ м, хотя при этом $a_1 + a_2 + L \neq 2b$. Масса неподдресоренных частей, приходящаяся на колесную пару, для трехэлементной тележки грузового вагона модели 18-100 (ЦНИИ-ХЗ) $q/g = 2,02$ т, для реальной тележки пассажирского вагона КВЗ-ЦНИИ в зависимости от модификации тележки $q/g \approx 1,65 \dots 1,78$ т.

В каждый момент времени t_j для одной колесной пары можно определить коэффициент запаса устойчивости от опрокидывания согласно выражению

$$K_{\text{УО}} = \frac{2 - K_{\text{H}} - K_{\text{HH}}}{K_{\text{H}} - K_{\text{HH}}}, \quad (10.21)$$

не противоречащему нормативным документам [181; 196]. Необходимо отметить, что квантиль доверительной вероятности коэффициента запаса устойчивости от опрокидывания рельсового экипажа обычно несколько превышает квантиль коэффициента $K_{\text{УО}}$, вычисленного по формуле (10.21).

Для принятия решения о пригодности испытуемого вагона к эксплуатации информация из введенных реализаций должна быть рассортирована по не-

четкому множеству критериев. По результатам обработки рассортированной информации могут быть сформулированы ограничения по условиям обращения испытанного вагона (в таком случае вагон фактически признается частично пригодным к эксплуатации).

Одним из критериев для сортировки является план пути (Π). Согласно рекомендациям [200] прямые участки пути поставим в соответствие условию ($\Pi=\text{пр}$), кривые вправо по ходу движения (правые кривые) – в соответствие условию ($\Pi=\text{п}$), кривые левые – условию ($\Pi=\text{л}$), стрелки – условию ($\Pi=\text{с}$). Кривые обычно необходимо разделять на кривые малого радиуса ($R \leq R_M$), кривые среднего радиуса ($R_M < R \leq R_B$) и кривые большого радиуса ($R > R_B$). Для всех вагонов (кроме вагонов специального назначения [201] и вагонов промышленного транспорта [202; 203]) обычно принимаются $R_M = 350$ м, $R_B = 650$ м. Иногда реализации, собранные при следовании испытуемого вагона по стрелкам, приходится сортировать на пройденные по прямым стрелкам и пройденные по стрелкам на боковой путь. Иногда выделяют такие участки пути, как подъемы, уклоны, мосты и переезды. Очевидно, множество значений критерия Π можно описать выражением:

$$\begin{aligned} \Pi \in \{ & \text{пр}, \text{п} \wedge (R \leq R_M), \text{п} \wedge (R_M < R \leq R_B), \text{п} \wedge (R > R_B), \\ & \text{л} \wedge (R \leq R_M), \text{л} \wedge (R_M < R \leq R_B), \text{л} \wedge (R > R_B), \text{с}, \dots \} \end{aligned} \quad (10.22)$$

Обычно испытательные участки разделяют по признаку устройства пути ($У$) на стыковой путь ($У=\text{ст}$) и бесстыковой путь ($У=\text{бст}$). Иногда такой сортировки может и не потребоваться ($У=0$). Множество значений критерия $У$ можно записать следующим образом:

$$У \in \{ \{ \text{ст}, \text{бст} \} \vee 0 \}. \quad (10.23)$$

По режиму движения ($Ж$) введенные реализации могут сортироваться на соответствующие тяге ($Ж=\text{т}$), выбегу ($Ж=\text{в}$), толканию ($Ж=\text{а}$), торможению поезда локомотивом ($Ж=\text{р}$) или торможению локомотивом и составом вагонов ($Ж=\text{м}$). Одним из примеров торможения поезда локомотивом является рекуперативное торможение, а торможения поезда локомотивом и составом вагонов – электропневматическое торможение. Иногда сортировки по критерию $Ж$ может не потребоваться ($Ж=0$). Очевидно,

$$Ж \in \{ \{ \text{т}, \text{в}, \text{м}, \text{р}, \text{а} \} \vee 0 \}. \quad (10.24)$$

Отметим, что иногда сортировки по режиму движения проводятся на неполном множестве значений критерия $Ж$, например, для $Ж \in \{ \text{т}, \text{р} \}$.

Опытные поездки чаще всего проводятся «челноком». При этом движение в одном направлении считается прямым, а в противоположном – обратным. Испытуемый вагон для обратной поездки не разворачивается. Колесная пара испытуемого вагона, которая была задней в прямой поездке, становится первой в обратной поездке. При обработке результатов испытаний в обратной

поездке можно не изменять правило определения K_H и K_{HH} по знаку величины $x_3(t)$. Тогда в обратной поездке правую кривую следует считать левой, а левую кривую – правой. Сортировки по признаку лидирования (B) могут быть двух типов:

1) отдельно накапливается информация для первой колесной пары вагона, когда она лидировала ($B_{и} = 1 \wedge и$), отдельно – когда она была задней по ходу движения ($B_{д} = 1 \wedge д$); независимо от первой колесной пары может накапливаться информация, например, по четвертой колесной паре этого же вагона, когда она лидировала ($\hat{B}_{и} = 4 \wedge и$), и отдельно – когда она была задней ($\hat{B}_{д} = 4 \wedge д$); другими словами, введенная информация о двух колесных парах сортируется по четырем критериям: $B \in [B_{и}, B_{д}, \hat{B}_{и}, \hat{B}_{д}]$;

2) информация о лидирующей (первой) и задней (последней) по ходу движения колесным парам накапливается вне зависимости от того, это первая колесная пара рельсового экипажа или четвертая (т.е. последняя колесная пара четырехосного рельсового экипажа).

Другими словами, введенная информация сортируется по двум критериям: $B \in [B_{и}, B_{д}]$, – где $B_{и} = (1 \wedge и) \vee (4 \wedge и)$, $B_{д} = (1 \wedge д) \vee (4 \wedge д)$.

По требованию заказчика испытаний может возникнуть необходимость в сортировке введенной информации по состоянию пути $C \in \{\text{отл, хор, уд, неуд}\} \vee 0$, где «отл», «хор», «уд» и «неуд» – оценки состояния пути, а $C=0$ означает отсутствие сортировки по состоянию пути. Иногда необходима сортировка введенной информации в зависимости от того, какие шпалы на испытательном участке – бетонные ($\text{Ш}=\text{бет}$) или деревянные ($\text{Ш}=\text{дер}$). Выражением $\text{Ш}=0$ обозначим отсутствие необходимости в такой сортировке.

Нормативные документы [181; 196] требуют рассортировать введенную информацию по скоростям. Согласно действующему в России нормативному документу [181] весь диапазон испытательных скоростей разбивается на интервалы шириной $\Delta V = 10...15$ км/ч, согласно действующему в Украине документу [196] – на интервалы шириной $\Delta V = 15...20$ км/ч. Диапазон скоростей $[V_{\min}, V_{\max}]$ определяется «Программой испытаний» [181; 196]. Для каждой реализации длительностью T , соответствующей требованию (10.14), оп-

ределяется средняя скорость $v = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N v(t_j)$, после чего реализация ставится в соответствие интервалу скоростей с номером k , если $V_{\min} + (k-1)\Delta V \leq \bar{v} < V_{\min} + k\Delta V$. Этому же интервалу скоростей ставиться в соответствие скорость $V_k = V_{\min} + (k-0,5)\Delta V$. Очевидно, количество интервалов $K = \text{int}((V_{\max} - V_{\min})/\Delta V)$, где $\text{int}(z)$ обозначает наименьшее целое число, не меньшее чем z .

Реализации, соответствующие каждому сочетанию критериев сортировки, составляют ансамбль. Мощность (объем) ансамбля N_a определяется суммарной длиной (суммарным количеством точек) всех входящих в ансамбль реализаций, зафиксированных датчиком с номером i ($i \in [1, 2, 3]$):

$$\forall_{\substack{\text{П} \\ \text{У} \\ \text{Ж} \\ \text{Б}}} \forall_{\substack{\text{С} \\ \text{Ш} \\ \text{К}}} \forall_{k=1}^K N_a = \sum_{\text{ц}} N(\text{ц}), \quad (10.25)$$

где ц – порядковый номер реализации в данном ансамбле, $N(\text{ц})$ – длина реализации с номером ц . Определим в каждом ансамбле интегральные законы распределения отдельно положительных ($K_{\text{ДВП}} : [K_{\text{ДВП}} \geq 0]$, $K_{\text{ДВЛ}} : [K_{\text{ДВЛ}} \geq 0]$, $K_{\text{ДГ}} : [K_{\text{ДГ}} \geq 0]$) и отдельно отрицательных ($K_{\text{ДВП}} : [K_{\text{ДВП}} < 0]$, $K_{\text{ДВЛ}} : [K_{\text{ДВЛ}} < 0]$, $K_{\text{ДГ}} : [K_{\text{ДГ}} < 0]$) коэффициентов динамики, а также всех (положительных и отрицательных) значений коэффициентов запаса устойчивости от схода колес вагонов с рельсов (K_{γ}) и от опрокидывания ($K_{\gamma 0}$). Для выявления законов распределения область определения величин модулей коэффициентов динамики разбита на интервалы. Интервал с номером q определяется своими границами $[\xi_q, \xi_{q+1}]$, где согласно [181; 196]

$$\forall_{\xi_q} \in [0; 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,24; 0,25; 0,30; 0,35; 0,38; 0,40; 0,45; 0,50; 0,55; 0,60; 0,70; 0,80; 0,90; 1,00; \infty]. \quad (10.26)$$

Область определения коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов тоже разбита на интервалы. Для нее согласно действующему в России нормативному документу [181]

$$\forall_{\xi_q} \in [-\infty; 0,8; 0,9; 1,0; 1,15; 1,25; 1,3; 1,45; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1; 2,3; 2,5; 2,7; 2,9; 3,0; \infty], \quad (10.27)$$

а по действующему в Украине нормативному документу [196]

$$\forall_{\xi_q} \in [-\infty; 0,8; 0,9; 1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1; 2,3; 2,5; 2,7; 2,9; 3,0; \infty]. \quad (10.28)$$

Для коэффициента запаса устойчивости от опрокидывания согласно [181; 196]

$$\forall_{\xi_q} \in [-\infty; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1; 2,2; \infty]. \quad (10.29)$$

Вероятность попадания [199] измеряемой величины в интервал $(-\infty, \xi_q]$

$$P\{\Psi \leq \xi_q\} = n_q / N_q, \quad (10.30)$$

где n_q – количество точек, для которых в ансамбле данной характеристики $\Psi \leq \xi_q$. Здесь $\Psi \in \{K_{двп} : [K_{двп} \geq 0]; K_{двп} : [K_{двп} < 0]; K_{двл} : [K_{двл} \geq 0]; K_{двл} : [K_{двл} < 0]; K_{дг} : [K_{дг} \geq 0]; K_{дг} : [K_{дг} < 0]; K_{y}; K_{y0}\}$.

Искомыми для коэффициентов динамики и коэффициента запаса устойчивости от опрокидывания являются квантили вероятностей $P_d = 0,95$ согласно действующим в Украине нормативным документам [195; 196] или $P_d = 0,999$ в соответствии с действующим в России нормативным документом [181]. Если датчики для измерения $x_1(t)$, $x_2(t)$ и $x_3(t)$ установлены так, как указано в [181; 196], то требования [181; 194-196] считаются выполненными, когда значения квантилей для коэффициентов динамики будут ниже критериальных значений:

$$[K_{дв}] = \begin{cases} 0,75 \text{ для обрессоренной рамы тележек порожних грузовых вагонов} \\ \text{(для тележек с надбуксовым подвешиванием) [181; 196],} \\ 0,95 \text{ для необрессоренной рамы тележки порожних грузовых} \\ \text{вагонов [181; 196],} \\ 0,70 \text{ для обрессоренной рамы тележки груженых грузовых вагонов} \\ \text{(для тележек с надбуксовым подвешиванием) [181; 196],} \\ 0,80 \text{ для необрессоренной рамы тележки груженых грузовых} \\ \text{вагонов [181; 196],} \\ 0,40 \text{ для порожних пассажирских вагонов [181; 196],} \\ 0,38 \text{ для груженых пассажирских вагонов согласно [196],} \\ 0,35 \text{ для груженых пассажирских вагонов согласно [181],} \\ 0,40 \text{ для порожних грузовых вагонов [181; 196],} \\ 0,38 \text{ для груженых грузовых вагонов [181; 196]} \end{cases}$$

$$[K_{дг}] = \begin{cases} 0,40 \text{ для порожних грузовых вагонов [181; 196],} \\ 0,38 \text{ для груженых грузовых вагонов [181; 196],} \\ 0,25 \text{ для порожних пассажирских вагонов [181; 196],} \\ 0,24 \text{ для груженых пассажирских вагонов согласно [181; 196],} \end{cases}$$

а значения квантиля коэффициента запаса устойчивости вагона от опрокидывания – выше критериальных значений:

$$[K_{y0}] = \begin{cases} 1,8 & \text{для грузовых вагонов [181; 196],} \\ 1,4 & \text{для пассажирских вагонов [181; 196]} \\ 1,5 & \text{для служебных вагонов на пассажирских тележках [181; 196],} \\ 1,6 & \text{для служебных вагонов на грузовых тележках [181]} \end{cases}$$

Для коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса рельсового экипажа с рельсов в каждом ансамбле реализаций целесообразно искать не квантили пороговых [181; 196] вероятностей $P_{y_i} \in [0,00001; 0,0001; 0,001; 0,01]$, а частости (вероятности) $\bigvee_{Y=1}^4 P\{K_y \leq K_{(Y, B_i)}\}$ значений K_y , которые оказались ниже пороговых значений коэффициента устойчивости $K_{(Y, B_i)}$. Если окажется, что $P\{K_y \leq K_{(Y, B_i)}\} > P_{y_i}$, то необходимо определить наибольший интервал времени T_{Y, B_i} , в течение которого это условие выполнялось непрерывно. Индекс Y определяет тип рельсового экипажа и документ, нормирующий значения $K_{(Y, B_i)}$. Согласно [181] $K_{(Y=1, B_i)} \in [1,15; 1,25; 1,45; 1,6]$ для грузового вагона и $K_{(Y=2, B_i)} \in [1,3; 1,5; 1,8; 2,0]$ для пассажирского, почтового, багажного и изотермического вагона. Согласно [196] $K_{(Y=3, B_i)} \in [1,1; 1,2; 1,5; 1,6]$ для грузового и $K_{(Y=4, B_i)} \in [1,2; 1,5; 1,7; 2,0]$ для пассажирского, почтового, багажного и изотермического вагона. Здесь B_i – порядковый номер нормативной величины $B_i \in [1, 2, 3, 4]$, $Y \in [1, 2]$ соответствует нормативному документу России [181], $Y \in [3, 4]$ – нормативному документу [196], действующему в Украине.

Во время испытаний перед каждой поездкой испытательного поезда для принятия решения о повышении скорости прохождения конкретного участка испытательного пути на основании уже накопленной в предыдущих поездках информации необходимо прогнозировать значения показателей динамических качеств испытуемого рельсового экипажа. При прогнозировании величин коэффициентов запаса устойчивости от схода колес с рельсов на те скорости, испытания с которыми еще не проводились, экстраполировать необходимо квантили [204] одинаковых вероятностей (не следует путать с вероятностями при одинаковых квантилях!!!), найденные для тех скоростей, при которых испытания были проведены.

Поскольку нормативные документы [181; 194-196] рекомендуют проводить ходовые испытания как сравнительные новых (модернизированных) и серийных рельсовых экипажей, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации, при формировании отчетных форм необходимо предусмотреть возможность вывода сравнительных таблиц и графиков для двух вагонов: опытного ($\Phi=оп$) и эталонного ($\Phi=эт$). В то же время должна существовать возможность выводить информацию только для одного опытного экипажа ($\Phi=оп$).

Ансамбли рассортированных реализаций зарегистрированных процессов должны обладать свойством генеральности – вероятностные оценки коэффициентов динамики и коэффициентов запаса устойчивости не должны сильно изменяться, если из ансамбля удалить любые две выборки реализаций. Естественно, полученные в обработке вероятностные оценки имеют смысл только в том случае, если вероятность сбоя ($P_{сб}$) измерительной и цифрующей [198] аппаратуры значительно (хотя бы на порядок) меньше вероятности $P_{Ы-1} = 0,00001$ для $K_{У}$ и меньше вероятности $(1 - P_{д})$ для $K_{ДВГ}$, $K_{ДВЛ}$, $K_{ДГ}$, $K_{УО}$. Одной из метрологических характеристик каждого канала аппаратуры является вероятность сбоя в канале «датчик–компьютер» ($P_{сбоя}$), определяемая отношением к полному объему тестовой реализации количества измерений, где ошибка определения измеряемого значения больше заявленной допустимой погрешности аппаратуры. Необходимо учитывать, что вероятность сбоя при определении $K_{У}$ в три раза ($P_{сб} = 3P_{сбоя}$), а при определении $K_{ДВГ}$ в два раза ($P_{сб} = 2P_{сбоя}$) больше вероятности сбоя в одном (каждом) канале.

Таким образом, для принятия решения о признании испытуемого рельсового экипажа пригодным или частично пригодным к эксплуатации (то есть с ограничениями) компьютерная система обработки результатов динамических ходовых испытаний должна позволять провести несколько серий сортировок накопленной информации по нечеткому множеству критериев. При обработке результатов динамических ходовых испытаний рельсовых экипажей необходимо, чтобы для каждого сочетания критериев, по которым ведется сортировка зарегистрированных процессов, ансамбль реализаций обладал свойством генеральности.

10.5. Методика ввода информации от датчиков в компьютер при испытаниях рельсовых экипажей

Различные процессы, которые регистрируются датчиками при испытаниях рельсовых экипажей, можно фиксировать на фотобумагу при помощи светолучевого осциллографа [205; 206], на магнитной ленте магнитографа [145; 207] или можно вводить непосредственно в компьютер через аналого-цифровой преобразователь [198]. Последний способ наиболее прогрессивный, т.к. информацию, записанную на осциллограммах и магнитограммах, чаще всего для дальнейшей обработки все равно необходимо вводить в компьютер [145; 198; 205; 206; 208].

В данном разделе изложена методика ввода информации от датчиков, размещенных на исследуемом (опытном) рельсовом экипаже (объекте), в компьютер при проведении динамических испытаний подвижного состава железных дорог [209]. Эта методика разработана в соавторстве с сотрудниками ОНИЛ динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна проф. Е. П. Блохиным, канд. техн. наук Р. Б. Грановским, 170

канд. техн. наук В. Л. Горобцом, канд. техн. наук В. В. Глуховым, инженерами Н. Я. Гаркави и Е. Ф. Федоровым. Предлагаемая методика прошла неоднократную апробацию при проведении натуральных испытаний рельсовых экипажей, которые проводились в ОНИЛ ДППС ДИИТа.

При вводе в компьютер информации от датчиков неизбежно приходится решать задачу квантования вводимых процессов по времени. Частота квантования $f_{\text{кв}}$ с амплитудным спектром $A(f)$ вводимого процесса $x(t)$ обычно связана зависимостью: $f_{\text{кв}} \geq kf_{\text{max}}$, где $k \approx 10 \dots 20$, а частота

$$f_{\text{max}} \geq \max_{f_0 > 0} \left(f_0 : \left[A(f_0) > 0,05 \cdot \max_{0 < f < \infty} A(f) \right] \right). \quad (10.31)$$

Отметим, что f_{max} иногда можно определить, исходя из частотной характеристики датчиков или полосы пропускания частотных фильтров в цепи «датчик–компьютер» [198]; иногда удается определить $f_{\text{кв}}$ экспериментально:

$$f_{\text{кв}} = f_1 \Leftarrow \forall_{0 < f < \infty} |A(f)_{f_1} - A(f)_{2f_1}| < 0,05 \max_{0 < f < \infty} A(f). \quad (10.32)$$

Здесь $A(f)_{f_1}$ и $A(f)_{2f_1}$ – амплитудный спектр процесса $x(t)$ при достаточной его длительности T и частотах квантования f_1 , $2f_1$ соответственно; длительность процесса $T \gg 1/f_{\text{min}}$, где f_{min} – наименьшая интересующая испытателя частота в спектре процесса $x(t)$. Если при испытаниях запись процессов на магнитограф ведется на одной скорости перемотки магнитной ленты (W_1 , об/мин), а воспроизведение из магнитографа в компьютер – на другой, меньшей скорости (W_2 об/мин), то при вводе информации из магнитографа в компьютер с частотой квантования $f_{\text{кв}}$ фактическая частота квантования исходного процесса $f_{\text{кв,ф}} = f_{\text{кв}} W_1/W_2$ оказывается большей, чем $f_{\text{кв}}$, т.к. $f_{\text{кв,ф}}/f_{\text{кв}} = W_1/W_2 > 1$. Напомним, что финитное преобразование Фурье, при помощи которого определяется амплитудный спектр $A(f)$ процесса $x(t)$, является по сути разложением реализации $x(t)$ длительностью T в ряд Фурье по частотам i/T при $i \in [0; 1; 2; 3; \dots]$. Такое разложение будет точным для полигармоники

$$x(t) = \sum_{j=1}^J A_j \sin(2\pi f_j t + \varphi_j)$$

при

$$T = \frac{n}{\varepsilon \cdot \text{НОД} \left(\bigvee_{j=1}^J \left[\frac{f_j}{\varepsilon} \right] \right)},$$

где $НОД(d, b)$ – наибольший общий делитель целых положительных чисел d и b ; ε – точность задания частот полигармоники; n – целое положительное число. Перед финитным преобразованием Фурье полигармоники в случае, когда n – нецелое число, а также перед финитным преобразованием Фурье широкополосного случайного сигнала в целях уменьшения ошибки определения амплитудного спектра $A(f)$ рекомендуется [210] раскладывать в ряд Фурье реализацию длительностью T не исходного процесса $x(t)$, а «условного» процесса $x(t)\eta(t, T, f_{кв})$. Функция $\eta(t, T, f_{кв})$ называется временным окном. Способы задания функции $\eta(t, T, f_{кв})$ перечислены в [210].

Обычно обработка результатов динамических ходовых испытаний рельсовых экипажей включает в себя: исследование ходовых качеств, в том числе устойчивости испытуемого объекта от схода с рельсов [181; 194-196]; исследование виброзащищенности локомотивных бригад, пассажиров и груза [181; 194; 211-213]; определение усталостной прочности несущих конструкций подвижного состава [181; 186; 214]; определение законов распределения и спектрального состава процессов, регистрируемых датчиками перемещений, ускорений, сил и напряжений [198] в различных точках конструкции. Иногда в рамках ходовых испытаний собирают информацию для идентификации неровностей пути и установления причин износа колес, рельсов и деталей испытуемой конструкции. При помощи компьютера обрабатываются результаты испытаний на прочность при соударении [78; 181] и испытаний на сбрасывание с клиньев [181]. Отметим, что при исследовании устойчивости движения допускается [194] фильтровать исходную информацию фильтрами с частотой среза не выше 20 Гц; при исследовании виброзащищенности требования [211] ограничивают диапазон измерений виброускорений частотами 0,5...20 Гц, требования [213] – частотами 0,9...90 Гц, требования [212] – частотами 0,9...44,9 Гц; согласно требованиям [194] для оценки вибробезопасности подвижного состава необходим анализ виброускорений, пропущенных через полосовой фильтр 0...4 Гц. При обработке результатов испытаний на соударение [78] и «сброс с клиньев» [181] обычно не нуждаются в частотах квантования выше 800 Гц. При обработке результатов испытаний, проводимых в целях идентификации неровностей пути, и испытаний, проводимых для установления причин износа колес, оказалась достаточной частота квантования вводимых процессов ниже 200 Гц. Для определения усталостной прочности несущих конструкций подвижного состава в ходовых испытаниях собирают информацию с частотами, не превышающими 60 Гц. Это объясняется тем, что при эксплуатации рельсовых экипажей со скоростью v , км/ч, наибольшая частота силового возбуждения со стороны колес $f_{сил}$, Гц, определяется базой тележки $L_{тел}$, м:

$$f_{сил} = (v \cdot 1000 \text{ м/км}) / (L_{тел} \cdot 3600 \text{ с/ч}) = v / (L_{тел} \cdot 3,6),$$

при скорости $v \leq 180$ км/ч и $L_{\text{тел}} \geq 1$ м очевидно, что $f_{\text{сил}} < 60$ Гц; частота силовозбуждения $f_{\text{экс}}$, обусловленного эксцентричным вращением двигателя и вспомогательных машин самоходных рельсовых экипажей, с быстротой вращения w [об/мин] связана зависимостью $w = 60f_{\text{экс}}$, т.е. при $w < 3600$ об/мин силовозбуждение с частотой $f_{\text{экс}} = 60$ Гц принципиально не реализуемо (безусловно, величина силовозбуждения, обусловленного эксцентричным вращением, не может быть сравнимой с величиной силовозбуждения со стороны колес). Исходя из сказанного выше, можно считать достаточной для обработки результатов всех испытаний частоту квантования регистрируемых процессов $f_{\text{кв}} = 800$ Гц. Этой частоты квантования должно быть достаточно и для обработки результатов испытаний по международному стандарту [215].

Синхронность измерений по трем датчикам требуется для обработки результатов динамических ходовых испытаний при исследовании устойчивости колес от схода с рельсов [211; 213], а также при определении усталостной прочности несущих элементов конструкций с помощью розетки деформаций [216]; синхронность измерений по нескольким датчикам требуется при определении форм колебаний различных деталей подвижного состава, а также при установлении причин износа гребней железнодорожных колес. Для обеспечения синхронности сдвиг по времени между приемом информации по двум каналам АЦП Δt_2 , называемый далее ошибкой синхронности, должен удовлетворять условию

$$0,05 > \sin(2\pi f_{\text{max}} \Delta t_2) \approx 2\pi f_{\text{max}} \Delta t_2, \quad (10.33)$$

где f_{max} – частота, соответствующая выражению (10.31) для более высокочастотного из процессов, введенных по этим двум каналам АЦП. Очевидно, $\Delta t_2 < 0,05 / (2\pi f_{\text{max}})$, т.е. для любых двух каналов из тех трех, по которым вводится информация от розетки деформаций, допустимая ошибка синхронности при квантовании $\Delta t_2 < 0,05 / (2\pi \cdot 60) = 0,133 \cdot 10^{-3}$ с. Если для ввода аналоговых сигналов в компьютер (для оцифровки) использовать 32-канальный с коммутатором [198] АЦП (например, L-264), то можно потребовать, чтобы три канала, по которым вводится информация от датчиков розетки, имели последовательные номера (это называется «жестко привязать датчики к последовательным каналам АЦП»), а можно разрешить ввод от датчиков в любые каналы, например, в 1-й, 12-й и 32-й. Чтобы не привязывать жестко датчики розетки к определенным каналам АЦП, необходимо обеспечить ошибку синхронности между 1-м и 32-м каналом не более $\Delta t_{32} = 0,133 \cdot 10^{-3} / 31 = 4,3 \cdot 10^{-6}$ с. Это значит, что без применения устройства выборки-хранения (УВХ) [198] в канале «датчик–АЦП» необходимо использовать АЦП, который в состоянии обеспечить частоту квантования не ниже $f_{\text{кв max}} = 1 / \Delta t_{32} \approx 232$ кГц (при этом $f_{\text{кв}}$ – частота квантования процесса $x(t)$ с

величиной $f_{\text{кв max}}$ практически никак не связана). Естественно, в зависимости от цели обработки требования к синхронности оцифровки вводимых процессов могут быть ниже. Так, для исследования устойчивости от схода с рельсов необходимо выполнить условие: $\Delta t_{32} < 0,05 / (2\pi \cdot 20 \cdot 31) = 12,9 \cdot 10^{-6}$ с. Отметим, что при определении усталостной прочности несущих конструкций с помощью розетки деформаций, но с жесткой привязкой датчиков к трем последовательно опрашиваемым каналам АЦП, допустимая ошибка синхронности между первым и третьим по очередности опроса каналами составляет $\Delta t_3 \leq 0,133 \cdot 10^{-3} / 2 = 66,5 \cdot 10^{-6}$ с. Заметим, что при параллельной работе двух ячеек АЦП требования к синхронности практически не возрастают (несмотря на то, что каналов ввода становится 64). При квантовании вводимых в компьютер процессов по времени, если не предполагается частотный анализ вводимых процессов, допускается нестабильность величины шага квантования времени. Однако необходимо, чтобы в любые три последовательных момента времени ввода информации в компьютер из одного и того же канала АЦП (t_j, t_{j+1}, t_{j+2}) выполнялось условие

$$(t_{j+1} - t_j \leq \delta) \wedge (t_{j+2} - t_{j+1} \leq \delta) \Leftarrow \delta \approx 1/f_{\text{кв}}. \quad (10.34)$$

Это означает, что интервалы между последовательными опросами одного и того же канала АЦП могут быть меньше (но не могут быть значительно больше!) величины $1/f_{\text{кв}}$. Для Фурье-анализа временных процессов требования к стабильности шага квантования значительно выше [210]:

$$\bigvee_{j=1}^{T \cdot f_{\text{кв}}} \bigvee_{k=1}^{T \cdot f_{\text{кв}}} (k \neq j) \Rightarrow t_k - t_j = (k - j) / f_{\text{кв}} \pm \Delta_{\text{кв}},$$

где $\Delta_{\text{кв}} \leq 0,01 f_{\text{кв}}$.

При разработке системы ввода информации в компьютер без применения промежуточного носителя информации (осциллографа или магнитографа) необходимо ограничить допустимую длительность вводимых реализаций четырьмя-пятью минутами. Увеличивать время непрерывного ввода обычно нецелесообразно, т.к. при нештатных ситуациях в вагоне-лаборатории (например, при отключении питания компьютера) потеря четырехминутной информации вряд ли повлечет серьезные ошибки на стадии формулирования выводов по результатам испытаний; более длительные потери информации могут существенно затянуть испытания, если понадобится ради восстановления информации делать дополнительные поездки испытательного поезда. Чтобы потери информации не составляли более 20 % от времени динамических ходовых испытаний, время восстановления готовности компьютера к вводу после окончания приема очередного ансамбля реализаций не должно превышать 1 мин.

При вводе через АЦП существуют следующие способы преобразования аналоговой информации в цифровую [198].

1. Поканальное преобразование. Компьютер инициирует преобразование аналог–код в определенном канале АЦП, ожидает сигнала готовности АЦП (например, многократно опрашивая порт, пока там не будет взведен бит готовности), считывает информацию из порта компьютера, а затем инициирует преобразование в следующем или этом же канале.

2. Покадровое преобразование. Компьютер инициирует работу АЦП. АЦП сам переключает каналы преобразования, а сигнал готовности формирует, когда все каналы свою работу закончат. При этом из порта компьютера, закрепленного за АЦП, необходимо получить информацию о всех каналах, что, например, можно сделать многократным опросом порта компьютера. Естественно, АЦП для такой работы должен иметь внутреннюю память.

В обоих случаях начало квантования первого канала (способ 1) или начало квантования кадра (способ 2) компьютер может инициировать по таймеру [198].

3. Асинхронная работа АЦП и компьютера. Компьютер задает АЦП частоту квантования, очередность перебора каналов преобразования и длину реализации в одном (каждом) канале. После завершения своей работы и накопления информации в своей внутренней памяти АЦП инициирует компьютеру прерывание, после чего информация из внутренней памяти АЦП передается в оперативное запоминающее устройство (ОЗУ) компьютера или прямо на диск по каналу прямого доступа.

При длительности реализации 4 мин (240 с) и частоте квантования 800 Гц для 32-канального АЦП при 3-м способе работы понадобится внутренняя память на $240 \cdot 800 \cdot 32 \approx 6,14 \cdot 10^6$ слов ($\approx 12,3$ МБ при 12- или 16-разрядном АЦП). В настоящее время ОЗУ такого объема целесообразно иметь в компьютере, а не в ячейке АЦП. Копить информацию в половине объема внутренней памяти АЦП (например, 128 КБ), а затем передавать эту информацию на диск компьютера при асинхронном накоплении оцифрованной информации во второй половине внутренней памяти АЦП нежелательно, т.к. при сбоях и многократных повторных попытках записи на диск (многократное повторение неудавшейся записи – одна из функций дисковых драйверов) может произойти задержка в приеме информации через АЦП, что недопустимо для Фурье-анализа введенных реализаций. При асинхронной работе АЦП и компьютера представляет определенную сложность прерывание ввода информации по требованию руководителя испытаний через промежуток времени, значительно меньший, чем 4 мин. Исходя из сказанного выше, от асинхронной работы АЦП и компьютера приходится отказываться.

Момент начала квантования кадра информации (или первого канала в кадре) можно задавать от таймера компьютера, от часов компьютера (для машин с процессором IBM 286 и выше), от внешнего генератора или пользуясь набором команд-саттелитов. Использование команд-саттелитов подразумевает единообразный набор команд между моментами квантования сигнала в одном и том же канале АЦП. При этом программы оцифровки становятся машинно-ориентированными, что затрудняет их эксплуатацию. Перечень ап-

паратуры, необходимой для нормальной работы вагона-лаборатории, приведен в [145]. Генератор сигналов, который можно было бы использовать для стробирования начала квантования кадра информации многоканальным АЦП, ни для каких целей в вагоне-лаборатории не задействован. Увеличивать насыщенность вагона-лаборатории аппаратурой обычно нежелательно. Использование таймера и часов практически равноценно. В описываемом программном обеспечении использован таймер.

При использовании IBM-совместимых компьютеров наиболее удобной операционной системой для программ ввода данных в темпе испытаний следует признать MS-DOS при условии работы в защищенном режиме. Достоинствами MS-DOS являются ее простота, простота восстановления операционной системы с внешнего носителя (дискеты), а также отсутствие в операционной системе инициативы к самостраховке (отметим, что программам своей самостраховки операционная система Windows версий 95, 98 и 2000 присваивает очень высокий приоритет, чем может нарушить непрерывность приема больших объемов аналоговой информации через АЦП). Наиболее удачным языком программирования для разработки программ ввода аналоговой информации следует признать TMT-Pascal.

Разработчики программного обеспечения рекомендуют параллельно вводу в компьютер аналоговой информации выводить на экран дисплея осциллограммы введенных процессов. Чаще всего для этих целей на какое-то время прерывают ввод, однако, например, при асинхронной работе АЦП и компьютера принципиально существует возможность достичь параллельности этих вычислительных процессов. Напомним, что во время испытаний информация в компьютер вводится иногда по 20, а иногда по 64 каналам. Одновременно вывести на дисплей всю вводимую информацию невозможно, т.к. даже 20 осциллограмм на экране дисплея становятся практически неразличимыми. Поскольку практически все вводимые в компьютер процессы выводятся на экраны мониторов вагона-лаборатории [145], нет смысла дублировать вывод всей вводимой информации еще и на экран дисплея. Однако возможность просмотра уже введенной в компьютер информации (по три-пять процессов одновременно), безусловно, необходима. Обращать вводимую информацию в темпе ввода или в промежутках между последовательными вводами ансамблей реализаций на современных персональных компьютерах не представляется возможным из-за отсутствия в их структуре дополнительных процессоров, работающих параллельно с основным процессором компьютера и друг с другом.

При вводе информации в компьютер от датчиков очень удобно использование специализированного пульта, с помощью которого могут быть введены план пути и отметки прохождения километровых столбов. Эту информацию по радию сообщает в вагон-лабораторию наблюдатель, находящийся в кабине локомотива [145]. В канале АЦП, через который вводится профиль, принято: напряжение $u(t) \approx 0$ В соответствует прямому участку пути, $u(t) \geq +1$ В (но $u(t) < 1,5$ В!) – кривая правая, $u(t) \leq -1$ В – кривая левая, $u(t) > +2$ В – стрел-

стрелки. Проезд головы поезда мимо километрового столба отмечается в другом канале АЦП переключением уровня напряжения с $u(t) \approx 0$ В на $u(t) \geq 1$ В или с $u(t) \geq 1$ В на $u(t) \approx 0$ В. В этом же канале уровень $u(t) \leq -1$ В соответствует команде «конец ввода ансамбля реализаций». Ввод информации о месте расположения можно также осуществлять с использованием систем спутниковой навигации. Через отдельный канал АЦП необходимо вводить в компьютер скорость движения испытательного поезда. Очень полезными для раскодировки информации при обработке являются записи линейных перемещений боковины рамы тележки относительно кузова вагона в шкворневом сечении [196; 201-203]. Эти процессы позволяют определить моменты входа (выхода) вагона в кривую и на стрелки, а также оценить радиус кривой. Необходимо отметить, что сообщение о входе в кривую от наблюдателя из локомотива служит лишь сигналом в изменении условий движения, но не может считаться точкой привязки из-за большой погрешности, поэтому разницу во времени прохождения изменения плана и профиля пути локомотивом и испытываемым вагоном можно учесть программно. Принципиально существует возможность записывать план и профиль пути в память компьютера до начала поездки, а затем при обработке программно (без вмешательства оператора) отслеживать местонахождение на плане пути с учетом скоростемера. Однако при испытаниях возможны сбои питания аппаратуры вагона-лаборатории, обрывы датчиков и отключения ввода информации в компьютер по требованию руководителя испытаний. Для сортировки при обработке зачастую необходима дополнительная информация: пикетаж испытательного участка пути; возвышение наружного рельса в кривой; режим ведения поезда (тяга, выбег, торможение); погода (сухо, дождь, снег); состояние рельсов (сухие, мокрые); прохождение мостов, переездов; конструкция пути (стыковой или бесстыковой путь, деревянные или железобетонные шпалы); тип основания и балластной призмы; нештатные ситуации в испытаниях; прочие сведения. Потому программа отслеживания местоположения испытательного поезда на плане пути обязательно должна иметь разветвленный диалоговый графический интерфейс с оператором.

Если программа ввода информации от датчиков через АЦП в оригинальные имя и расширение каждого файла [198] с реализацией включила номер опыта (номер поездки испытательного поезда) и номер записи в опыте, то все необходимые сведения можно ввести в компьютер в процессе подготовки введенной информации к обработке, ориентируясь на записи в журнале испытаний [145; 181]. Отметим, что обязательной частью подготовки является формирование управляющего файла, в котором каждому фрагменту записи поставлены в соответствие номер опыта, план и средняя скорость на данном участке пути.

Возможность корректировать масштабы записей должна быть предоставлена оператору не только на стадии ввода аналоговой информации в компьютер, но и на стадии обработки введенной информации. Это требование связано с тем, что, кроме тарировки (настройки) датчиков [78; 145; 207] перед

испытаниями, может возникнуть необходимость в тарировке датчиков после испытаний.

Отметим, что, используя два компьютера, можно организовать непрерывную длительную регистрацию информации: ввод во второй компьютер в таком случае необходимо начинать в тот момент, когда первый компьютер переходит в режим записи на свой диск (или несколько раньше этого момента).

Изложенная методика ввода информации от датчиков в компьютер может быть использована при проведении динамических ходовых и прочностных испытаний рельсовых экипажей для определения их соответствующих качеств, а также для определения эффективности использования новых или модернизированных систем гашения колебаний и амортизаторов удара.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бидерман В. Л. Динамический гаситель колебаний // Теория механических колебаний. – М.: Высш. шк., 1980. – С.123-126.
2. Коломийченко В. В., Беспалов Н. Г., Семин Н. А. Автосцепное устройство подвижного состава. – М.: Транспорт, 1980. – 185 с.
3. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания). – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
4. Рахматулин Х. А., Демьянов Ю. А. Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках. – М.: Физматиз, 1961. – 400 с.
5. Данович В. Д., Мямлин С. В., Недужая Л. А. Обзор технических решений конструкций ходовых частей некоторых типов локомотивов // Техническая механика. – 2000. – № 2. – С. 111-119.
6. Донченко А. В. Тенденції розвитку ходових частин рухомого складу // Залізнич. трансп. України. – 2002. – № 6. – С. 41-43.
7. Новые вагонные тележки // Ж. д. мира. – 1994. – №3. – С. 3-9.
8. Воронович В. П., Радзиховский А. А., Демин Ю. В. Создание тележек для скоростных пассажирских вагонов отечественного производства // Залізнич. трансп. України. – 2002. – № 5. – С. 12-15.
9. Демин Ю. В., Кочмала Г. Д. Улучшение технических характеристик тележек грузовых вагонов // Залізнич. трансп. України. – 1999. – № 3. – С. 26-29.
10. Львов А. А., Певзнер В. О., Ромен Ю. С. Требования к грузовым вагонам на скоростных линиях // Ж. д. транспорт. – 1998. – № 1. – С. 37-39.
11. Фредерих Ф. Тележка для пассажирских вагонов железных дорог ФРГ // Ж. д. мира. – 1990. – № 7. – С. 8-9.
12. Панагин Р. Тележка для пассажирских вагонов фирмы «FIAT» // Ж. д. мира. – 1990. – № 7. – С. 10-11.
13. Смит Б., Хардинг А. Тележки для грузовых вагонов // Ж. д. мира . – 1990. – № 7. – С. 11-12.
14. Стейнман Ф. Новая локомотивная тележка // Ж. д. мира. – 1990. – № 7. – С. 12-13.
15. Майнке П., Мауэр Л. Поддерживающая тележка для высоких скоростей движения // Ж. д. мира . – 1990. – № 7. – С. 13-17.
16. Совершенствование конструкций тележек грузовых вагонов // Ж.д. мира. – 1993. – № 10. – С. 69-72.
17. Ефимов В. П., Правов А. А., Павлюков А. Э. Тележки для перспективных грузовых вагонов // Ж.-д. трансп. – 2002. – № 4. – С. 46-49.
18. Изменения конструкции тележки Y25 // Ж. д. мира . – 1985. – № 8. – С. 32-35.
19. Цыганков П. Ю., Беляев А. И. Перспективная тележка для тягового подвижного состава // Ж.-д. трансп. – 2002. – № 1. – С. 22-25.
20. Новые конструкции тележек грузовых вагонов (США) // Ж.-д. трансп. за рубежом . – 1996. – № 1. – С. 14-18.
21. Перспективные конструкции тележек для грузовых вагонов

(США) // Ж.-д. трансп. за рубежом . – 1996. – № 3. – С. 28-33.

22. Современные конструкции тележек пассажирских вагонов производства фирмы Альстом (Франция) // Ж.-д. трансп. за рубежом . – 1991. – № 4. – С. 15-19.

23. Опытные образцы скоростных тележек пассажирского вагона // Ж.-д. трансп. за рубежом . – 1991. – № 1. – С. 10-12.

24. Высокоскоростная тележка пассажирского вагона (Австрия) // Ж.-д. трансп. за рубежом . – 1991. – № 5. – С. 6-9.

25. Совершенствование конструкции и оборудования вагонов некоторых европейских стран // Ж.-д. трансп. за рубежом . – 1981. – № 6. – С. 39-51.

26. Магистральный электровоз с трехфазным тяговым приводом серии 120 государственных железных дорог ФРГ // Ж.-д. трансп. за рубежом. – 1986. – № 4. – С. 1-9.

27. Байслер Л. Скоростные грузовые перевозки на новых линиях // Ж. д. мира. – 1991. – № 1. – С. 5-6.

28. Совершенствование конструкций грузовых вагонов // Ж. д. мира. – 2000. – № 9. – С. 20-22.

29. Совершенствование грузовых вагонов на железных дорогах США // Ж. д. мира. – 2001. – № 1. – С. 34-35.

30. Перспективный пассажирский подвижной состав в США // Ж. д. мира. – 2000. – № 10. – С. 21-23.

31. Цюренко В. Н., Силин В. С., Корникова Т. И. Требования к грузовым вагонам сообщения «Восток-Запад» // Ж.-д. трансп. – 2000. – № 8. – С. 34-37.

32. Современные требования к подвижному составу // Ж. д. мира. – 2001. – № 1. – С. 18-21.

33. Цюренко В. Грузовой вагон «Восток-Запад». Каким ему быть // Бюл. ОСЖД. – 2000. – № 4-5. – С.3-9.

34. Мямлин С. В. Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей путем усовершенствования характеристик рессорного подвешивания: Дис... д-ра техн. наук: 05.22.07. – Луганск, 2004. – 455 с.

35. Вериго М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.

36. Aufhängung für einen wagenkasten an einem Fahrgestell, insbesondere an einem Drehgestell eines schienengebundenen Fahrzeugs: Заявка 4243886 ФРГ, МКИ5 В 62 D 24/04 / Dappa Ewald ; Mannesmann Rexroth GmbH . № 42438861; Заявл. 23.12.92 ; Оpubл. 30.6.94.

37. Устройство передачи продольных усилий от рамы тележки на раму кузова локомотива: А.с. 1708680 СССР, МКИ5 В 61 F 5/00 / А. В.Разепин, И. П. Демченко (СССР). № 4704035/11; Заявл. 12.06.89; Оpubл. 30.01.92; Бюл. № 4.

38. Устройство передачи поперечных сил от кузова на тележки транспортного средства: А.с. 1687487 СССР, МКИ5 В 61 F 5/02 / И.В.Астахов (СССР). №4633584/11; Заявл. 09.01.89; Оpubл. 30.10.91; Бюл. № 40.

39. Метод крепления устройства для гашения колебаний изгиба кузова вагона: Заявка 3204369 Япония, МКИ5 В 61 D 17/00 / Сато Йоси ; Сумитомо киндзоку когё к. к. – № 2-1960 ; Заявл. 8.1.90 ; Оpubл. 5.09.91.

40. Side frame-bolster interface for railcar truck assembly: Пат. 6173655 США, МПК7 В 61 F 3/00 / Hawthorne V. Terrey; AMSTED Ind. Inc. № 09/136911; Заявл. 20.08.1998; Оpubл. 16.01.2001; НПК 105/182.1.

41. Berger H. A good ride at 200 km/h // Railway Gazette Int. – 1983. – № 11. – P. 843-847.

42. Sekundärfederung für ein drehgestell eines schienenfahrleuges: Пат. 396096 Австрия, МКМ5 В 61 F 5/14 /Haigermoser Andreas, Haas Herbert, Kaserer Cerhard, Zöschner Karl, Stephanides Johannes ; SGP Verkehrslechnik G.M.B.H. № 415/90; Заявл. 22.02.90; Оpubл. 25.05.93.

43. Querfederung von schienengebundenen Fahrlieugen: Заявка 4216727 ФРГ, МКИ5 В 61 F 5/24 / Fröhlich Udo, Schäfer Wolfgang ; Mannesmann Rexroth GmbH . № 4216727.2 ; Заявл. 20.5.92 ; Оpubл. 25.11.93.

44. Active bump-stop boosts ride quality // Railway Gazette Int. – 1994 . – 150, № 12 . – С. 818.

45. Пневморессора: Заявка 3148345 Япония, МКИ5 В 60 R 21/18 / Хамада Синдзи; Икэда буссан к. к. № 1286392; Заявл. 02.11.89; Оpubл. 25.06.91 ; Кокай токкё кохо. Сер. 2(5) . – 2 с.

46. Railway truck side bearing: Пат. 634036 Австралия, МКИ5 В 61 F 005/14 / Wright James F.; Hansen Inc. № 72946/91; Заявл. 15.03.91; Оpubл. 11.02.93.

47. Pommereit Gustav, Völkening Wilhelm. Elastomeriedern für Schienenfahrzeuge (Teil II) // Nahverkehr Prax. – 1991. –39, № 9-10. –С. 366-370.

48. Дергачев Э. П., Дергачев Э. Э. Повышение надежности тележки пассажирского вагона // Ж.-д. транспорт. – 2002. – № 10. – С.29-32.

49. Мулюкин О. П., Ковтунов А. В., Чегодаев Д. Е., Паровой Ф. В. Виброизоляция транспортируемых грузов упругоинерционными элементами с регулируемой жесткостью // Вестн. СГАУ: Пробл. и перспективы развития двигателестроения. – 2000. – № 4. – С. 232-341.

50. Truck pedestal design: Пат. 5450799 США, МКИ6 В 61 F 5/26 / Coding David J.; Arasted Ind Inc. №180026; Заявл. 11.1.94; Оpubл. 19.9.95; НКИ 105/222.

51. Axle box suspension with resilient elements adhered to the movable components such that all relative movement between the components occurs by deformation of the resilient elements: Пат. 5189962 США, МКИ5 8 61 F 5/30 / Iwamura A., Akashi S.; Kawasaki Jukogyo K.K. № 892713 ; Заявл. 29.5.92; Оpubл. 2.5.93; Приор. 1.9.88 , № 63-216220 (Япония); НКИ 105/218.2.

52. A vehicle suspension arrangement: Заявка 2271747 Великобритания, МКИ6 В 62 D 61/12 / Bennett Lan Robert, Smart David Anthony, Young Donald Walter Steel, Okada Takeru, Azakami Masayoshi, Takizawa Hidsyuki; Dowty Aerospace Gloucester Ltd; Nabco Ltd; Railway Technical Research Institute. № 9321519.2; Заявл. 19.10.93; Оpubл. 27.4.94; НКИ В7D.

53. Multi friction side bearing for a railcar truck: Пат. 5046866 США, МКИ5

F 16 C 17/04 / Mulcahy Harry W.; AMSTED Ind. Inc. № 582422; Заявл. 14.09.90; Оpubл. 10.09.91; НКИ 384/423.

54. Side bearing: Пат. 5046865 США, МКИ5 F 16 C 25/04 / Gantnarek Bruce; A. Stucki Co. № 405416; Заявл. 11.09.89; Оpubл. 10.09.91; НКИ 284/423.

55. Механическая часть тягового подвижного состава: Учеб. для вузов ж.-д. трансп. / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак и др.; Под ред. И. В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.

56. Галиев И. П., Нехаев В. А., Николаев В. А. Повышение динамических качеств рессорного подвешивания локомотива на основе принципа инвариантности // Тр. 3-й Междунар. конф. «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава». – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2000. – С. 98-100.

57. Форд Р. Модернизация буксового подвешивания тепловоза серии 60 (Великобритания) // Ж.-д. трансп. за рубежом. – 1992. – № 12. – С. 2-5.

58. Unité ferroviaire, telle qua wagon ou bogie, à essieux stabilisés par traction: Заявка 2634713 Франция, МКИ5 В 61 F 5/52 / Haesebrouck Francis; Usines et Acieries de Sombre et Meuse. № 8810135; Заявл. 27.07.88; Оpubл. 02.02.90.

59. Achslenker für die Führung von Eisenbahnnachsen: Заявка 2634713 Франция, МКИ5 В 61 F 5/52 / Zander Carl-Peter; Krauss-Maffei AG. № 40108244; Заявл. 04.04.90; Оpubл. 10.10.91.

60. Челноков И. И. Анализ и классификация гасителей колебаний грузовых вагонов / И. И. Челноков, В. М. Гарбуз, М. М. Соколов, А. А. Мальцев // Динамика подвижного состава. – Л., 1968. – Вып. 281. – С. 26-46.

61. Бороненко Ю. П., Варавва В. И., Левит Т. М. Унифицированный гидрогаситель рельсового подвижного состава // Тр. науч.-практ. конф. «Пробл. ж.-д. трансп. решают ученые». – СПб: Изд-во ПГУПС, 1995. – С. 69.

62. Railway truck friction shoe with resilient pads: Пат. 1322301 Канада, МКИ5 В 61 F 005/24 / Spencer Charles P.; AMSTED Ind. Inc. № 590122; Заявл. 3.2.89; Оpubл. 21.9.93.

63. Фрикционное устройство: А.с. 1707346 СССР, МКИ5 F 16 D 55/16 / О.В. Кравченко, А.П. Кучеренко. №4701635/27; Заявл. 06.06.89; Оpubл. 23.01.92; Бюл. № 3.

64. Dämpfungseinrichtung für Schienenfahrzeuge: Пат. 295324 ФРГ, МКИ5 В 61 F 5/14 / Hellmich Bernd, Meinken Jörg, Höher Manfred, Neumann Jürgen, Landwehr Michael; VEB Schwermaschinenbau S. M. Kirov. № 3418435; Заявл. 20.06.90; Оpubл. 31.10.91.

65. Амортизатор: А.с. 1684240 СССР, МКИ5 F 16 F 3/02 / В. Н. Старченко, В. В. Август, Н. В. Старченко. № 4756604/28; Заявл. 09.11.89; Оpubл. 23.10.91; Бюл. № 39.

66. Амортизаторы: А.с. 1677403 СССР, МКИ5 F 16 F 7/08 / В. И. Алферов, Г. В. Бойцов, К. П. Будько, Н. Г. Громов, С. П. Пахилко, Н. А. Сабаш, В. Е. Спино, А. В. Карпюк. № 4133644/25-28; Заявл. 15.06.86; Оpubл. 15.09.91; Бюл. № 34.

67. Horizontaldämpfung an Laufwerken von Etsenbahngüterwagen: Пат.

296253 ФРГ, МКИ5 В 61 F 5/24 / Rode Walter, Berndt Werner, Lange Rüdiger, Lubosch Klaus, Wenke Siegbert; Waggonbau Niesky GmbH. №3422013; Заявл. 28.06.90; Оpubл. 28.11.91.

68. Dämpfungseinrichtung für Laufwerken von Schienenfahrzeugen: Пат. 296254 ФРГ, МКИ5 В 61 F 5/24 / Hellmich Bernd, Neumann Jürgen, Meinkol Jörg, Landwehr Michael; VEB Schwermaschinenbau S.M.Kirow. № 3422175; Заявл. 28.06.90; Оpubл. 28.11.91.

69. Гаситель колебаний тележки рельсового транспортного средства: А.с. 1708691 СССР, МКИ5 В 61 F 5/12/ Е. П. Блохин, Н. И. Грановская, А. Д. Жаковский, Л. А. Манашкин, Н. А. Пастернак, О. М. Савчук. № 4765111/11; Заявл. 05.12.89; Оpubл. 30.01.92; Бюл. № 4.

70. Шапшал А. С., Куприянов А. Г. Улучшение динамических и весовых характеристик маневровых тепловозов при оптимизации упругих и диссипативных элементов рессорного подвешивания // Тр. 3-й Междунар.конф. «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава». – Новочеркасске: ЮРГТУ, 2000. – С. 104-106.

71. Гаситель колебаний: А.с. 1778381 СССР, МКИ5 F 16 F 6/00 / А. А. Пранов. №4901137/28; Заявл. 09.01.91; Оpubл. 30.11.92; Бюл. № 44.

72. Friction shoe for railcar truck: Пат. 5095823 США, МКИ5 В 61 F 5/06 / McKeown Franklin S.; Amsted Ind. Inc. № 628380; Заявл. 17.12.90; Оpubл. 17.03.92; НКИ 105/198.2.

73. Фрикційний гаситель коливань: Деклараційний пат. 50420 Україна, МПК6 В61F 5/12 / Є. О. Андреев, М. М. Грищенко, В. Ф. Івін, В. В. Козак, С. В. Мямлін, Б. М. Смирнов, І. Д. Стеценко; Дніпропетр. держ. техн. ун-т залізнич. тр-ту. №20022010144; Заявл. 03.01.2002; Оpubл.15.10.2002; Бюл. № 10, 2002.

74. Амортизатор на основе эластомерных материалов. Railcar cushioning device with internal elastomeric spring: Пат. 6199708 США, МПК7 В 61 G 9/00 / ASF-Keystone, Inc., Monaco Jay P. №09/263256; Заявл. 05.03.1999; Оpubл. 13.03.2001; НПК 213/43.

75. Автосцепное устройство железнодорожного подвижного состава / В. В. Коломийченко, Н. А. Костина, В. Д. Прохоренков, В. И. Беляев. – М.: Транспорт, 1991. – 232 с.

76. Перспективные конструкции поглощающих аппаратов автосцепки // www.tmholding.ru

77. Поглощающий аппарат ЭПА-120 // www.epa.kpyt.ru

78. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах: Учеб. пособие для вузов ж.-д. трансп. / Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, Л. А. Манашкин, О. М. Савчук. – М.: Транспорт, 1989. – 230 с.

79. Gasowski W., Marciniak Z., Sobaś J. Zawieszenie aktywne f możliwości jego zastosowania w taborze dla krajowych linii szybkiego ruchu // Probl. kolej.– 1994. – № 117. – С. 5-32, 115-118.

80. Електромагнітний гаситель коливань пасажирського вагона: Деклараційний пат. 50393 Україна, МПК7 F16G 15/00 / С. В. Мямлін, Є. М. Гера-

сименко; Дніпропетр. держ. техн. ун-т залізнич. тр-гу. №2002010019; Заявл. 03.01.2002; Опубл.15.10.2002; Бюл. № 10, 2002.

81. Shimura Akihiko, Yoshida Kazuo. ∞ vibration control of active suspension for high-speed train // J. Rob. and Mechatron.– 1995.– № 4.– С. 319-323.

82. Active and semi-active suspensions smooth 300 km/h ride // Railway Gazette Int. –1997. – 153, № 4. – P. 241-242.

83. Регулирование пневморессор подвижного состава: Заявка 3295758 Япония, МКИ5 В 61 F 5/10 / Исихара Коитиро, Исикава Тацутаро, Кондзуми Сатоси, Хамамото Сюдзи ; Сумитомо киндзоку когё к. к. № 297210; Заявл. 12.4.90; Опубл. 26.12.91.

84. Einrichtung zur Abstützung eines Wagenkastens auf einem Laufwerk, insbesondere für ein Schienenfahrzeug: Пат. 401913 Австрия, МКИ6 В 61 F 5/22 / Stribersky Anton, Schäfer Wolfgang; SGP Verkehrstechnik G.M.B.H.; Mannesmann Rexroth G.M.B.H. № 1617/91; Заявл. 16.8.91; Опубл. 27.12.96.

85. Mei T. X., Li H., Goodall R. M. Kalman filters applied to actively controlled railway vehicle suspensions // Trans. Inst. Meas. and Contr. – 2001. – 23, № 3. – P. 163-181.

86. Active anti-hunting device for railway vehicles: Заявка 1138568 ЕПВ, МПК7 В 61 F 5/24 / Diana Giorgio, Galcione Ferdinando; FIAT FERROVIARIA S. р. А. № 00830469.3; Заявл. 04.07.2000; Опубл. 04.10.2001.

87. Способ электронного управления пневматическими рессорами подвижного состава железных дорог: Заявка 3164366 Япония, МКИ5 В 61 F 5/10 / Кондзуми Нориюки, Исикава Рютаро, Исихара Контиро, Ямамото Мицуюки; Сумитомо киндзоку когё к. к. № 1-304476; Заявл. 21.11.89; Опубл. 16.07.91; Кокай токкё кохо. Сер. 2(5). – С 475-482.

88. Система подвески многоопорной ходовой части транспортного средства: А.с. 1705162 СССР, МКИ5 В 61 F 5/12 / В. А. Гребнев, В. В. Коновалов. № 4761951/11; Заявл. 25.09.89; Опубл. 15.01.92.

89. Okamoto Isao. Управление принудительным наклоном кузова вагона в кривых участках пути // Nihon Kikai gakkaiishi=J.Jap.Soc.Mech.Eng. – 2001. – 104, № 992. – С. 463-467.

90. Hydraulische Drehstabilisierung für Schienenfahrzeuge: Заявка 4329299 ФРГ, МКИ6 В 61 F 5/24 / Hachmann Ulrich, Lang Hans-Peter, Richter Wolfgang-Dieter, Schüller Uwe ; AEG Schienenfahrzeuge Nahverkehr und Wagen GmbH . № 4329299.2; Заявл. 31.8.93; Опубл. 2.3.95.

91. Controlling damper characteristics: Заявка 2288218 Великобритания, МКИ6 F 16 F 9/50 / Street Robin Michael, Taylor George John Michael; Air-Log Ltd. № 9406334.4; Заявл. 30.3.94; Опубл. 11.10.95; НКИ F2S.

92. Устройство связи рельсового транспортного средства с тележкой: А.с. 1344662 СССР, МКИ В 61 F 5/16 / В. П. Гундарь, Н. И. Горбунов, В. С. Титаренко, А. Н. Коняев, М. Л. Бурка. №3986451/25-11; Заявл. 09.12.85; Опубл. 15.10.87; Бюл. № 38.

93. Пристрій для повороту візка вантажного вагона: Деклараційний пат. 51189 Україна, МПК6 В61F 5/38 / С. В. Мямлін, Є. М. Герасименко;

Дніпропетр. держ. техн. ун-т залізнич. тр-ту. №2002010716; Заявл. 29.01.2002; Опубл. 15.11.2002; Бюл. № 11, 2002.

94. Пристрій для амортизації автозчепу вантажного вагона: Декларційний пат. 39530 Україна, МПК7 В61G 7/12 / С. В. Мямлін, Є. М. Герасименко; Дніпропетр. держ. техн. ун-т залізнич. тр-ту. №2000105592; Заявл. 02.10.2000; Опубл. 15.06.2001; Бюл. № 5, 2001.

95. Поглинаючий апарат для зчіпних пристроїв: Декларційний пат. 41674 Україна, МПК7 В61G 7/00 / С. В. Мямлін, Є. М. Герасименко; Дніпропетр. держ. техн. ун-т залізнич. тр-ту. №2001010301; Заявл. 15.01.2001; Опубл. 17.09.2001; Бюл. № 8, 2001.

96. Амортизаційно-поглинаючий апарат для зчіпних пристроїв: Декларційний пат. 45204 Україна, МПК7 В61G 7/12 / С. В. Мямлін, Є. М. Герасименко; Дніпропетр. держ. техн. ун-т залізнич. тр-ту. №2001064191; Заявл. 18.06.2001; Опубл. 15.03.2002; Бюл. № 3, 2002.

97. Рейкове скріплення: Декларційний пат. 41859 Україна, МПК7 E01B 9/00 / С. В. Мямлін, Є. М. Герасименко; Дніпропетр. держ. техн. ун-т залізнич. тр-ту. №2001010277; Заявл. 15.01.2001; Опубл. 17.09.2001; Бюл. № 8, 2001.

98. Пружинне рейкове закріплення для стрілочних переводів: Декларційний пат. 50154 Україна, МПК6 E01B 9/02 / С. В. Мямлін, В. П. Гнатенко, Є. М. Герасименко; Дніпропетр. держ. техн. ун-т залізнич. тр-ту. №2001107267; Заявл. 25.10.2001; Опубл. 15.10.2002; Бюл. № 10, 2002.

99. Лазарян В. А., Манашкін Л. А. Про амортизацію удару // Прикл. механіка. – 1964. – Вип. 10, № 4. – С. 349-359.

100. Лазарян В. А., Манашкін Л. А. Работа амортизаторов при ударах, сопровождающихся действием постоянной по величине продольной силы // Тр. ДИИТ. – Д., 1965. – Вип. 55. – С. 97-104.

101. Интегральная оценка связей в поезде и определение их параметров по результатам натурных испытаний / В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин, Л. С. Бадикова // Тр. ДИИТа. – Д., 1971. – Вип. 103. – С. 3-17.

102. Манашкин Л. А. Определение жесткости связи при исследованиях переходных режимов движения грузовых поездов, вагоны которых оборудованы фрикционными поглощающими аппаратами автосцепки // Изв. вузов: Машиностроение. – 1972. – № 1. – С.105-108.

103. Никольский Л. Н., Кеглин Б. Г. Амортизаторы удара подвижного состава. – М.: Машиностроение, 1986. – 144 с.

104. Манашкин Л.А., Кнышенко В.С. Влияние рассеяния энергии в нелинейных соединениях с жесткими характеристиками на продольные колебания одномерных многомассовых систем при пуске их в ход // Пробл. динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. – Д.: ДИИТ, 1980. – С. 35-42.

105. Потураев В. Н., Дырда В. И., Круш И. И. Прикладная механика резины. – К.: Наук. думка, 1980. – 260 с.

106. Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Жаковский А.Д., Калининченко Е.А. Математическая модель для исследования нагруженности пятникового узла грузового вагона при колебаниях в вертикальной плоскости // Динамическая нагруженность железнодорожного подвижного состава. – Д.: ДИИТ, 1988. – С. 59-69.
107. Гаситель колебаний рельсового транспортного средства: А.с. 1337298 СССР / Е. П. Блохин, А. Д. Жаковский, Л. А. Манашкин, Н. А. Пастернак, О. М. Савчук. №4004763; Заявл. 8.01.86; Бюл. № 34, 1987.
108. Лазарян В. А. Колебания железнодорожного состава // Вибрации в технике: Справочник. В 3 т. – М., 1980. – Т. 3. – С. 398-434.
109. Соколов М. М., Хусидов В. Д., Минкин Ю. Г. Динамическая нагруженность вагона. – М.: Транспорт, 1981. – 208 с.
110. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Ю. В. Демин, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко, О. М. Маркова. – К.: Наук. думка, 1984. – 160 с.
111. Блохин Е. П., Данович В. Д., Морозов Н. И. Математическая модель пространственных колебаний четырехосного рельсового экипажа / Днепропетр. ин-т инженеров ж.-д. трансп. – Д., 1986. –39 с. – Рус. – Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 29.09.86, №7252 ж.д.
112. Гарг В. К., Дуккипати Р. В. Динамика подвижного состава. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
113. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, В. С. Иккол и др.; Под ред. В. Ф. Ушкалова. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с.
114. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
115. Манашкин Л. А., Юрченко А. В., Ратнер Б. С., Ханин М. С. О математическом моделировании плоских колебаний кузовов цельнометаллических грузовых вагонов при продольных ударах // Исследования колебаний подвижного состава. – Д.: ДИИТ. – Вып. 158. – 1975. – С. 44-56.
116. Соколов М. М., Варавва В. И., Левит Г. М. Гасители колебаний железнодорожного подвижного состава. – М.: Транспорт, 1985. – 216 с.
117. Манашкин Л. А., Мямлин С. В. Пространственные модели гасителей колебаний тележек вагонов // Залізнич. трансп. України. – 2005. – № 2. – С. 20-24.
118. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1970. – 216 с.
119. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
120. Дмитриев В. М., Дмитриева М. В., Степанова Н. Г. Исследование влияния температуры на работу амортизационной стойки шасси с масляно-пневматическим амортизатором // Тр. ЦАГИ. – 1971. – Вып. 1334. – С. 3-24.
121. Лузава И.А., Прокофьев В.Н. Экспериментальное определение адиабатического модуля объемной упругости жидкости //

Пробл. гидроавтоматики. – М.: Наука, 1969. – С. 25-30.

122. Безразмерные гидравлические характеристики цилиндрических насадок, учитывающие кавитацию и число Рейнольдса / В. М. Фомичев, О. М. Оленин, О. Я. Бирюков и др. // Вестн. машиностроения. – 1975. – № 11. – С. 7-11.

123. Турыгин Л. Н., Глинин Л. В. К истечению жидкости через отверстия в среды с противодавлением // Вестн. машиностроения. – 1976. – № 11. – С. 8-11.

124. Сиов Б. Н. Истечение жидкости через насадки в среды с противодавлением. – М.: Машиностроение, 1968. – 140 с.

125. Лазарян В. А., Конашенко С. И. Обобщенные функции в задачах механики. – К.: Наук. думка, 1974. – 191 с.

126. Манашкин Л. А., Грановская Н. И. Математическая модель поезда для исследования нагруженности вагона // Пробл. динамики и прочности подвижного состава. – Д.: ДИИТ, 1984. – С.24-28.

127. Физический энциклопедический словарь. – М.: Советская энциклопедия, 1983. – 928 с.

128. Пшинько А. Н., Мямлин С. В., Письменный Е. А., Яловой А. И. Программа моделирования пространственных колебаний железнодорожных экипажей // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. – 2004. – № 8. – С.11-13.

129. Pshin'ko O., Blokhin Y., Myamlin S. Simulation of vehicle dynamic loading by means of object-oriented programming // Archives of transport. Polish academy of sciences. Committee of transport. – 2002. – Vol. 14, iss. 1. – P. 67-75.

130. Blokhin Y.P., Myamlin S.V., Pshin'ko O.M. Mathematical modeling of body braces in a railway vehicle // Problemy eksploatacji: Kwartalnik. – Radom: Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji, 2002. – № 1. – P. 269-276.

131. Blokhin Y. P., Pshin'ko A. N., Myamlin S. V. Spatial train oscillations and wear of the wheels // Proc. 5th Intern. Scientific Conf. for Middle and Eastern European Countries. – Katowice. – 2002. – CD.

132. Свідोцтво про реєстрацію авторського права на твір № 7305. Комп'ютерна програма «Dynamics of Rail Vehicles» («DYNRAIL») / Мямлін С. В.; Зареєстр. 20.03.2003.

133. Мямлин С. В. Программа моделирования пространственных колебаний подвижного состава // Залізнич. трансп. України. – 2000. – № 3. – С.52–54.

134. Блохин Е. П., Пшинько А. Н., Мямлин С. В. О продольных ускорениях в пассажирских поездах // Залізнич. трансп. України. – 2002. – № 1. – С. 7–11.

135. Myamlin S. V. Modeling of rail line irregularities in determination of wagon dynamic loading // Problemy eksploatacji: Kwartalnik. – Radom: Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji, 1999. – № 3. –P. 293-301.

136. Пшинько А. Н., Мямлин С. В. Влияние схем формирования грузовых поездов на безопасность движения порожних вагонов // Вісн.

- Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2002. – № 6 (52). – С. 113–119.
137. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
138. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Физматиз, 1963. – 708 с.
139. Вукалович М. П., Новиков И. И. Уравнение состояния реальных газов. – М.: ГЭИ, 1948. – 340 с.
140. Ландау Л., Лифшиц Е. Статистическая физика. – М.; Л.: ГИТТЛ, 1951. – 479 с.
141. Wahi Mahinder K. Oil Compressibility and politropik air compression analysis for oleopneumatic shock struts // J. Aircraft. – 1976. – № 3. – P. 527-530.
142. Манашкин Л. А. Некоторые вопросы математического моделирования гидравлических и гидрогазовых амортизаторов удара / Днепропетр. ин-т инженеров ж.-д. трансп. – Д., 1977. – 36 с. Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 1977, №568 – Ук ВИНТИ, 1977, № 11, с. 233.
143. Гидрогазовый аппарат автосцепки повышенной энергоемкости / З. О. Каракашьян, М. М. Болотин, В. Я. Першин и др. // Тр. МИИТ. – 1975. – Вып. 451. – С. 161-164.
144. Манашкин Л. А., Юрченко А. В. Исследование гидропневматических амортизаторов удара с помощью электронного моделирования // Вестн. машиностроения. – 1977. – № 6. – С.7-11.
145. Расчеты и испытания тяжеловесных поездов / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин, Е. Л. Стамблер и др. – М.: Транспорт, 1986. – 236 с.
146. Кост Е. Л., Самсонова С. А. Поглощающие устройства зарубежных грузовых вагонов. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, ТМ, 1975. – 22 с.
147. Бабушка И., Витасек Э., Прагер М. Численные процессы решения дифференциальных уравнений. – М.: Мир, 1969. – 275 с.
148. Гидрогазовый поглощающий аппарат: А.с. 744044 СССР, МКИ2 В 61 G 9/08 / В. А. Лазарян, Л. А. Манашкин, А. В. Юрченко, И. А. Крутиков, Л. Д. Новиков, Б. С. Ратнер, Г. Б. Крайзгур, Л. Д. Кузьмич. № 2493493/27-11; Заявл. 08.06.1977; Оpubл. 15.05.1980; Бюл. № 18.
149. Манашкин Л. А., Мямлин С. В. Поглощающий аппарат с переменной массой рабочего тела // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2005. – № 8. – С. 70-78.
150. Obert E. F. Concepts of Thermodynamics. – N.-Y.: McGRAW-HILL BOOK COMPANY, 1960. – 528 p.
151. Moran M. J., Shapiro H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. – N.-Y.: John Wiley & Sons, 2000. – 918 p.
152. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987. – 840 с.
153. Герц Е. В. Динамика пневматических систем машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
154. Исследование работы гидрогазовых поглощающих аппаратов типа

ГА-100М при ударах / В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, З. О. Каракашьян и др. // Тр. ДИИТ. – Д., 1975. – Вып. 158. – С. 34-44.

155. Манашкин Л. А. Определение оптимального коэффициента сил неупругого сопротивления сжатию // Изв. высших учебных заведений: Машиностроение. – 1979. – Вып. 6. – С. 94-98.

156. Панькин Н. А. Распространение сильных возмущений в поезде // Ученые зап. ВЗИИТ. – 1961. – Вып. 7. – С. 105-166.

157. О переходных режимах движения поезда, оборудованного гидрогазовыми поглощающими аппаратами / Е. П. Блохин, Т. Ф. Гребенюк, З. О. Каракашьян и др. // Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта. – К.: Наук. думка. – 1976. – С. 54-64.

158. Будак Б. М., Горбунов Ф. В. Метод прямых для решения одной нелинейной краевой задачи в области с криволинейной границей // Докл. Академии наук СССР. – 1958. – Т. 118, № 5.

159. Самарский А. А., Попов Ю. П. Разностные схемы газовой динамики. – М.: Наука, 1975.

160. Гидропневматический амортизатор: А.с. 1190112 СССР, МКИ4 F 16 F 9/34 / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин, А. В. Юрченко, В. Н. Тимченко, Р. П. Иваницкий. №3668705/25-28; Заяв. 21.11.1983; Опубл. 07.11.1985; Бюл. № 41.

161. Данович В. Д. Пространственные колебания вагонов на инерционном пути: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. – Д., 1981. – 465 с.

162. Мямлин С. В. Выбор конструктивной схемы и параметров тележки грузовых вагонов для перспективных условий эксплуатации: Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. – Д., 1995. – 142 с.

163. Pshin'ko O. M., Blokhin Y. P., Myamlin S. V. The influence of the length of horizontal and vertical irregularities of railway track on dynamic loading of an open wagon // Proc. of the 7th mini conf. on vehicle system dynamics, identification and anomalies. Budapest (Hungary). – 2000. – P. 247-254.

164. Pshin'ko O., Blokhin E., Myamlin S. Effect of lengths of rail line horizontal and vertical irregularities on dynamic loading conditions of open wagon // Abstracts of the 7th mini conf. on vehicle system dynamics, identification and anomalies. Budapest (Hungary). – 2000. – P. 14.

165. Myamlin S., Pshin'ko O. Modeling of rail line irregularities using estimation of their correlation functions // 14 Konf. Naukowa Pojazdy Szynowe na przelomie wiekow. – Krakow, 2000. – P. 101-108.

166. Мямлин С. В., Недужая Л. А., Письменный Е. А., Яловой А. И. Влияние параметров центрального и буксового подвешивания на динамическую нагруженность полувагона // Труды 2-й научно-техн. конф. «Подвижной состав 21 века (идеи, требования, проекты)». – СПб: ПГУПС, 2001. – С. 40-41.

167. Мямлин С. В., Письменный Е. А., Яловой А. И., Манашкин Л. А. Математическое моделирование амортизаторов удара // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-

ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2004. – № 4. – С. 119-121.

168. Blokhin Y. P., Pshin'ko O. M., Myamlin S. V. Optimization of parameters of spring suspension of the freight car three-piece bogie // Proc. 5th intern. conf. on railway bogies and running gears. – Budapest, 2001. – P. 263-271.

169. Бубнов В. М., Манашкин Л. А., Мямлин С. В. Адаптация поглощающих аппаратов серии MARK для отечественных железных дорог // Тезисы докл. 11-й Междунар. конф. «Проблемы механики ж.-д. трансп.: Динамика, прочность и безопасность движения подвижного состава». – Д.: Полный компьютерный сервис, 2004. – С. 54.

170. Мямлин С. В., Пшинько А. Н. Оптимизация параметров рессорного подвешивания рельсовых экипажей // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ, 2003. – № 9 (67). – С. 79-85.

171. Гидравлические демпферы подвижного состава железнодорожного транспорта. Требования по сертификации: НБ ЖТ ЦТ-ЦЛ-ЦВ 012-99: Утв. МПС России 01.02.1999. – М., 1999. – 10 с.

172. СТ ССФЖТ ЦТ-ЦЛ-ЦВ 111-2001. Гидравлические демпферы подвижного состава железнодорожного транспорта. Типовая методика испытаний. – Введ. 10.07.2001. – М., 2001. – 19 с.

173. ОСТ 24.153.01-87. Демпферы гидравлические рельсового подвижного состава. Общие технические условия. – Введ. 1987. – М.: Минтяжмаш, 1987.

174. СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.04-99. Методика статических испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства. – Взамен ТМ 14-001-91; Введ. 20.08.1999. – М.: МПС России, 1999. – 5 с.

175. СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.05-99. Методика копровых испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства. – Взамен ТМ 14-001-91; Введ. 20.08.1999. – М.: МПС России, 1999. – 8 с.

176. СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.06-99. Методика ресурсных испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства. – Взамен ТМ 14-001-91; Введ. 20.08.1999. – М.: МПС России, 1999. – 5 с.

177. ГОСТ 3475-81. Устройство автосцепное подвижного состава железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Установочные размеры. – М., 1981.

178. СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.07-99. Методика испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства при соударении вагонов. – Взамен ТМ 14-001-91; Введ. 20.08.1999. – М.: МПС России, 1999. – 7 с.

179. СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.08-99. Методика поездных динамических испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства. – Взамен ТМ 14-001-91; Введ. 20.08.1999. – М.: МПС России, 1999. – 5 с.

180. СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.09-99. Методика поездных эксплуатационных испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства. – Взамен ТМ 14-001-91; Введ. 20.08.1999. – М.: МПС России, 1999. – 5 с.

181. РД 24.050.37–95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. – М.: ГосНИИВ РФ, 1996. – 102 с.

182. Ушкалов В. Ф., Ромен Ю. С., Завертуляк А. В., Рубан В. И. О влия-

нии горизонтальных продольных усилий в боковой раме тележки на показатели вертикальной динамики грузового вагона // Тезисы докл. 11-й Междунар. конф. «Проблемы механики ж.-д. трансп.: Динамика, прочность и безопасность движения подвижного состава». – Д.: Полный компьютерный сервис, 2004. – С. 173.

183. Манашкин Л. А., Мямлин С. В. Об измерении вертикальных сил в тележках грузовых вагонов // Тезисы докл. 11-й Междунар. конф. «Проблемы механики ж.-д. трансп.: Динамика, прочность и безопасность движения подвижного состава». – Д.: Изд-во Полный компьютерный сервис, 2004. – С. 115.

184. Pshin'ko O., Manashkin L., Myamlin S., Bodnar B., Pys'mennyu Y. On measuring vertical forces in freight car bogies // Proc. 9th mini conf. on Vehicle system dynamics, identification and anomalies. Budapest (Hungary). – 2004. – P. 11-12.

185. Технические требования к проектируемым локомотивам по условиям прочности, динамики и воздействия на путь. – М.: МПС СССР, ВНИИЖТ, 1964.

186. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М.: МПС РФ, 1998. – 145 с.

187. Прогнозирование наиболее опасных режимов ходовых испытаний подвижного состава / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, С. В. Мямлин, Р. Б. Грановский, А. В. Рыжов, С. Г. Крюков, Н. Я. Гаркави, В. Н. Даценко, Е. Ф. Федоров // Вестн. машиностроения. – 2003. – № 7. – С. 20-23.

188. Фельдбаум А. А., Бутковский А. Г. Методы теории автоматического управления. – М.: Наука, 1971. – 744 с.

189. Ленк А., Ренитц Ю. Механические испытания приборов и аппаратов. – М.: Мир, 1976. – 271 с.

190. Волкова З. Т., Сирвидас С. И. Об одном алгоритме оценки преобразования Фурье // Кибернетика. – 1973. – № 1. – С. 44-52.

191. Редько С. Ф., Ушкалов В. Ф., Яковлев В. П. Идентификация механических систем. – К.: Наук. думка, 1985. – 216 с.

192. Имитация ударных нагрузжений вагонов / Н. Я. Гаркави, Л. А. Манашкин, В. Я. Нечай, А. В. Юрченко // Вопр. исследования надежности и динамики элементов транспортных машин и подвижного состава железных дорог. – Тула: ТПИ, 1979. – С. 30-77.

193. Смыслов В. И. Об экспериментальных способах исследования колебаний летательных аппаратов // Тр. ЦАГИ. – М., 1970. – Вып. 1217. – С. 3-63.

194. Типовая методика испытаний подвижного состава по воздействию на путь после изготовления или перед вводом в эксплуатацию. – М.: ВНИИЖТ МПС (ИЦЖТ), 1990. – 20 с.

195. ГСТУ 3-06-101-95. Вагоны магістральних залізниць колії 1520 мм. Вимоги безпеки для вантажних вагонів. – К., 1995.

196. РД 24.050.37–90. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества.
197. Обработка результатов ходовых испытаний железнодорожных вагонов с целью определения их динамических качеств / Е. П. Блохин, Л. А. Машкин, В. Д. Данович, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский, С. В. Мямлин, Н. Я. Гаркави, Е. Ф. Федоров // Вісті Академії інженерних наук України: Машинобудування. – 2002. – №4(17). – С.52–61.
198. Сопряжение датчиков и устройств ввода данных с компьютерами IBM PC / Под ред. У. Томпкинса и Дж. Уэбстера. – М.: Мир, 1992. – 592 с.
199. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1968. – 720 с.
200. Фор Р., Кофман А., Дени-Папен М. Современная математика. – М.: Мир, 1966. – 272 с.
201. Скиба И. Ф. Вагоны. – М.: Транспорт, 1979. – 304 с.
202. Вагоны. Конструкция, теория и расчет / Под ред. Л. А. Шадура. – М.: Транспорт, 1980. – 440 с.
203. Конструирование и расчет вагонов / Под ред. В. В. Лукина. – М.: Транспорт, 2000. – 728 с.
204. Добров И. В., Гаркави Н. Я., Гаркави О. Н. Алгоритм интер- и экстраполяции случайной функции детерминированного аргумента // Системні технології. – 2000. – № 9. – С. 39-42.
205. Лазарян В. А., Демин Ю. В., Осадчий Г. Ф. Экспериментальная проверка методов исследования устойчивости движения рельсовых экипажей // Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. – К.: Наук. думка, 1974. – С. 3-13.
206. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств. – К.: Наук. думка, 1985. – 527 с.
207. Куликовский К. Л., Купер В. Я. Методы и средства измерений. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 448 с.
208. Стукалов Е. А. Устройство для машинной обработки результатов динамических испытаний подвижного состава // Исследование по динамике рельсовых экипажей: Тр. ДИИТа. – Д., 1975. – Вып. 169/21. – С. 77-79.
209. Блохин Е. П. О вводе в компьютер информации от датчиков при натурных испытаниях железнодорожного подвижного состава / Е. П. Блохин, С. В. Мямлин, Р. Б. Грановский, В. Л. Горобець, В. В. Глухов, Н. Я. Гаркави, Е. Ф. Федоров // Вісті Академії інженерних наук України: Машинобудування. – 2002. – №4(17). – С.19–28.
210. Марпл С. Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения. – М.: Мир, 1990. – 584 с.
211. ОСТ 24.050.16-85. Вагоны пассажирские. Методика определения плавности хода.
212. ГОСТ 12.2.056–81. Система стандартов безопасности труда. Электровозы и тепловозы колеи 1520 мм. Требования безопасности.

213. ОСТ 24.050.28–81. Вагоны пассажирские. Методика измерений и оценка вибрации.

214. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. –М.: ВНИИЖТ, 1997. –147 с.

215. UIC Code 513 R. Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicles International Union of Railways. – 1995.

216. Гусев А. С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. – М.: Машиностроение, 1989. – 248 с.

SUMMARY OF CONTENTS

Introduction.....	3
1. The construction of the dampening systems in the rail vehicles.....	8
1.1. The systems of the body bearing against the bogie.....	8
1.2. Central suspension.....	10
1.3. Axle-box suspension.....	13
1.4. Oscillation dampers.....	19
1.5. Shock-absorbers.....	26
1.6. The systems of the active suspension.....	59
2. Friction draft gears.....	65
3. Spring suspension and friction oscillation dampers in the bogies of the freight cars.....	71
3.1. Plane oscillations.....	71
3.2. Spatial models.....	72
4. Hydraulic oscillation dampers.....	75
5. Pneumatic reverse devices in shock absorbers and oscillation dampers...	85
6. The mathematical model of the hydro-gas draft gears.....	93
7. The precise mathematical model of the pneumatic restoration devices of the shock absorbers pneumatic bearings.....	98
8. The hydro-gas draft gears with the variable mass of the working body...	104
9. The approximated model of the shock absorbers. The optimal parameters of the draft gears in the automatic couplers.....	120
10. Experimental research.....	135
10.1. The methods of performing tests.....	135
10.2. The methods of measuring the vertical forces affecting the bogies of the freight cars at the side of the wheel sets.....	149
10.3. The methods of determining the frequency characteristics of the rail vehicles.....	154
10.4. The methods of the result processing of the dynamic running tests for the rail vehicles.....	161
10.5. The methods of the information transmitting from the transducers into the computer under the tests of the rail vehicles.....	170
Literature.....	179

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Конструкции систем гашения колебаний в рельсовых экипажах.....	8
1.1. Системы опирания кузова на тележки.....	8
1.2. Центральное подвешивание.....	10
1.3. Буксовое подвешивание.....	13
1.4. Гасители колебаний.....	19
1.5. Амортизаторы удара.....	26
1.6. Системы активного подвешивания.....	59
2. Фрикционные поглощающие аппараты.....	65
3. Рессорное подвешивание и фрикционные гасители колебаний тележек грузовых вагонов.....	71
3.1. Плоские колебания.....	71
3.2. Пространственные модели.....	72
4. Гидравлические гасители колебаний.....	75
5. Пневматические возвращающие устройства амортизаторов и гасителей колебаний.....	85
6. Математическая модель гидрогазового поглощающего аппарата.....	93
7. Уточненная математическая модель пневматических восстанавливающих устройств амортизаторов удара и пневматических опор.....	98
8. Гидрогазовый поглощающий аппарат с переменной массой рабочего тела.....	104
9. Приближенная модель амортизаторов удара. Оптимальные параметры поглощающих аппаратов автосцепки.....	120
10. Экспериментальные исследования.....	135
10.1. Методики проведения испытаний.....	135
10.2. Методика измерения вертикальных сил, действующих на тележки грузовых вагонов со стороны колесных пар.....	149
10.3. Методика определения частотных характеристик рельсовых экипажей.....	154
10.4. Методика обработки результатов динамических ходовых испытаний рельсовых экипажей.....	161
10.5. Методика ввода информации от датчиков в компьютер при испытаниях рельсовых экипажей.....	170
Список литературы.....	179
	195

Наукове видання

**Манашкін Лев Абрамович
Мямлін Сергій Віталійович
Приходько Володимир Іванович**

**Гасителі коливань і амортизатори ударів
рейкових екіпажів
(математичні моделі)**

Монографія

Комп'ютерний набір А. І. Миргородська
Редактор О. О. Котова

Здано до набору 03.07.2006 р. Підп. до друку 06.11.2007 р.
Формат 60x84 1/16. Папір офсетний. Гарн. Таймс. Друк офсетний.
Ум. друк. арк. 14,64. Обл.-вид. арк. 16,28.
Тираж 500 пр. Вид. № . Зам. № .

Видавництво Дніпропетровського національного університету залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна.

ДК № 1315 від 31.03.2003

admin@diitrvv.dp.ua
www.diitrvv.dp.ua