

МПС — СССР — ГУУЗ
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Е. В. ЮСПИНА

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ
ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ
ПРИ ОДИНАРНОЙ И ДВОЙНОЙ
ПРОДОЛЬНОЙ АМОРТИЗАЦИИ

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ДНЕПРОПЕТРОВСК
1967

МПС — СССР — ГУУЗ
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Е. В. ЮПИНА

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ
ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ
ПРИ ОДИНАРНОЙ И ДВОЙНОЙ
ПРОДОЛЬНОЙ АМОРТИЗАЦИИ

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель — доктор техниче-
ских наук, профессор В. А. ЛАЗАРЯН.

ДНЕПРОПЕТРОВСК
1967

3237a

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Публичная защита диссертации состоится на заседании Ученого совета в *среда 9 сентября* 1967 г.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого совета или прислать свои отзывы о работе по адресу: Днепропетровск, 10, Университетская, 2, институт инженеров железнодорожного транспорта.

Дата отправки автореферата *29 сентября* 1967 г.

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров
железнодорожного транспорта

В текущей пятилетке на железнодорожном транспорте серьезное внимание должно быть уделено перевозкам грузов в специальных вагонах, например, изотермических, холодильное оборудование которых находится в условиях постоянных динамических воздействий. Поэтому эксплуатация изотермических вагонов и других вагонов специального назначения должна обеспечивать как сохранность самих грузов, так и дорогостоящего оборудования вагонов. В области пассажирских перевозок стоят задачи улучшения условий и комфортабельности проезда пассажиров.

Для обеспечения сохранности оборудования и грузов и улучшения условий проезда пассажиров необходимо снизить продольные усилия, действующие на вагон, и мгновенные ускорения вагонов в продольном направлении.

Одним из эффективных средств уменьшения продольных усилий в поезде является применение поглощающих аппаратов рациональной конструкции.

Применяемые в настоящее время поглощающие аппараты как для пассажирских, так и для грузовых вагонов не удовлетворяют техническим условиям МПС. Они (аппараты) имеют недостаточную эффективность, сложную конструкцию, крайне нестабильны в работе.

В 1959—1963 гг. Брянский институт транспортного машиностроения (БИТМ) совместно с ВНИИ вагоностроения при участии ЦНИИ МПС, Калининского вагоностроительного завода и Ярославского завода резино-технических изделий создали для пассажирских вагонов поглощающие аппараты с резино-металлическими элементами типа Р-2П и Р-4П.

Опытные образцы этих аппаратов были испытаны БИТМом (Брянским институтом транспортного машиностроения) и

ВНИИ вагоностроения на копровой установке, при соударениях вагонов и в эксплуатационных условиях.

На основании проведенных исследований было рекомендовано провести широкие эксплуатационные испытания большой партии аппаратов типа Р-2П и Р-4П (60—70 штук) при переходных режимах движения.

Исследования различных переходных режимов движения поездов, вагоны которых оборудованы резино-металлическими поглощающими аппаратами, были проведены сотрудниками лаборатории динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта при участии представителей ЦНИИ МПС, ВНИИ вагоностроения, Брянского института транспортного машиностроения и Калининского вагоностроительного завода.

Снижение продольных усилий, действующих на вагоны при переходных режимах движения, можно обеспечить также путем применения двойной амортизации кузова вагона в продольном направлении. С этой целью хребтовая балка делается подвижной относительно кузова вагона. По концам хребтовой балки устанавливаются амортизаторы обычного или увеличенного хода, а кузов вагона прикрепляется к балке при помощи дополнительного амортизатора. Такого типа вагоны в настоящее время проектируются на Брянском машиностроительном заводе совместно с сотрудниками БИТМа.

Настоящая работа посвящена исследованию при помощи аналитических решений, электрического и электронного моделирования и опытов с натурными поездами переходных режимов движения поездов, вагоны которых оборудованы резино-металлическими поглощающими аппаратами и подвижными хребтовыми балками. Конечно, переходные режимы движения поездов с вагонами, оборудованными подвижными хребтовыми балками, исследовались только аналитически в лаборатории, т. к. вагонов с подвижными хребтовыми балками в СССР еще нет.

Первая глава посвящена статическим испытаниям резино-металлических и серийных (типа ЦНИИ-Н6), поглощающих аппаратов. В ней описаны особенности конструкций аппаратов, порядок проведения опытов и анализ полученных результатов.

При статических нагружениях записывались силовые характеристики аппаратов, по которым определялись: наиболь-

шие-усилия, соответствующие закрытию аппарата; жесткость аппарата; энергия, воспринятая аппаратом; коэффициент поглощения энергии; коэффициенты эффективности и полноты силовой характеристики.

Статические испытания показали, что:

а) приработанные аппараты типа ЦНИИ-Н6 крайне нестабильны; неприработанные аппараты этого типа достаточно стабильны, но вызывают при полном закрытии силы большой величины (до 150—170 т);

б) резино-металлические аппараты оказываются гораздо более стабильными; отклонение наибольших значений показателей работы аппаратов от их средних значений невелико. Аппараты типа Р-2П имеют более высокие коэффициенты эффективности и полноты силовой характеристики, чем аппараты типа Р-4П;

в) хотя аппараты типа Р-4П при полном закрытии воспринимают большее количество энергии, но усилия при одинаковом ходе для этих аппаратов оказываются вдвое большими, чем для аппаратов типа Р-2П. Статическая жесткость аппаратов Р-4П слишком велика для пассажирских вагонов.

Во второй главе приведено исследование характеристик связей при ударах. Изучение характеристик связей осуществлялось в опытах по соударениям пассажирских цельнометаллических вагонов, оборудованных поглощающими аппаратами Р-2П, Р-4П и ЦНИИ-Н6. В экспериментах регистрировались: продольные усилия (S_1 и S_2) в хвостовиках автосцепок набегающего и ударяемого вагонов, перемещения (сжатия) амортизаторов (Δ_1 и Δ_2) и скорость соударения. Опыты проводились лабораторией динамики и прочности подвижного состава ДИИТа.

По результатам опытных данных определялись максимальные сжимающие и растягивающие усилия, сжатия аппаратов, коэффициенты отдачи. Строились силовые характеристики соударяемых аппаратов, по которым вычислялись энергия, воспринимаемая аппаратом, коэффициент поглощения энергии, коэффициент прикрытия кузова, жесткость аппаратов. Эти характеристики определялись при скоростях соударения 3÷8 км/ч (аппараты типа Р-2П); 3÷9 км/ч (аппараты типа Р-4П); 2÷6 км/ч (аппараты типа ЦНИИ-Н6)

Следует отметить, что динамическая жесткость, полученная в опытах по соударению, значительно отличается в сторо-

ну увеличения от жесткости, полученной в результате статических испытаний.

Для оценки стабильности работы аппаратов находились численные значения средне-квадратичных отклонений σ и вариационных коэффициентов (показателей вариации) ν для максимальных значений усилий и сжатий аппаратов при скоростях соударения 4,5 и 6 км/ч.

Опыты по соударениям вагонов показали, что:

а) аппараты типа ЦНИИ-Н6 работают нестабильно. Значения вариационных коэффициентов для усилий и сжатий у этих аппаратов больше, чем аппаратов Р-2П и Р-4П. Закрытие аппаратов ЦНИИ-Н6 происходит при скоростях соударения вагонов 4—6 км/ч. При скорости соударения 6 км/ч сжимающие усилия, возникающие при серийных аппаратах, превышают по величине те усилия, которые имеют место в случае резино-металлических аппаратов;

б) резино-металлические аппараты отличаются простотой конструкции и стабильностью в работе, имеют большую, чем аппараты ЦНИИ-Н6, эффективность;

в) аппараты типа Р-4П необратимо поглощают большее количество энергии, чем аппараты Р-2П; растягивающие усилия, возникающие во время отдачи при этих аппаратах, меньше, чем в случае аппаратов Р-2П. Однако возникающие при этих аппаратах сжимающие усилия больше, чем при аппаратах Р-2П. Ход аппарата Р-4П во время ударного нагружения мал: при скорости соударения 9 км/ч наибольшее сжатие не превышало 45 мм. Начальная затяжка аппаратов Р-4П слишком велика для пассажирских вагонов: при соударениях аппараты начинали сжиматься после появления усилий в автосцепке не менее 10—12 т.

Первый раздел третьей главы посвящен решению задачи о трогании с места длинносоставного растянутого (зазоры в упряжи полностью выбраны) пассажирского поезда путем анализа результатов экспериментов, аналитических расчетов и электрического моделирования. Исследование проводилось с поездами, составленными из 32 пассажирских цельнометаллических вагонов, оборудованных тремя типами поглощающих аппаратов (Р-2П, Р-4П, ЦНИИ-Н6)

Во всех случаях трогания с места принято мгновенное нарастание силы тяги от нуля до наибольшего значения.

Регистрируемые в натуральных опытах величины (продоль-

ные усилия, сжатия поглощающих аппаратов, продольные ускорения вагонов) записывались на ленте осциллографов.

В результате обработки опытных данных были получены: распределения продольных усилий по длине поезда, величины сжатий, жесткости поглощающих аппаратов, продольные мгновенные ускорения вагонов.

Максимальные продольные усилия при трогании с седьмой позиции оказались:

при аппаратах Р-2П	— 43 т;
при аппаратах Р-4П	— 42 т;
при аппаратах ЦНИИ-Н6	— 45 т,

а величины мгновенных продольных ускорений вагонов, соответственно, 0,35g; 0,40g; 0,85g (g — ускорение силы тяжести). Максимальный ход аппарата Р-2П в опытах составил 55 мм, а Р-4П — 40 мм; аппараты ЦНИИ-Н6 в опытах закрывались.

Решение задачи о трогании растянутых поездов на электрической модели-аналоге проводилось с целью выяснить возможность применения линейной теории к описанию переходных режимов движения пассажирских поездов, вагоны которых оборудованы резино-металлическими поглощающими аппаратами, а также получить коэффициент, учитывающий поглощение энергии этими аппаратами в поездных условиях.

Моделирование проводилось для поездов, вагоны которых оборудованы аппаратами типа Р-2П, Р-4П, ЦНИИ-Н6, по первой системе электромеханических аналогий. В результате моделирования были получены наибольшие величины усилий в сечениях этих поездов при силе тяги локомотива $F=1$ и коэффициенты поглощения η энергии аппаратами, которые оказались равными: 55% для аппаратов Р-2П, 45% для аппаратов ЦНИИ-Н6 и 73% для аппаратов Р-4П.

При аналитических расчетах, следуя работам проф. В. А. Лазаряна, поезд рассматривается как стержень с упругими несовершенствами. В этом случае расчет сводится к решению дифференциального уравнения продольных колебаний стержня:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \left(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad (1)$$

при соответствующих начальных и граничных условиях. Здесь $u(x, t)$ — перемещение сечений стержня;

x — расстояние до рассматриваемого сечения от свободного конца стержня;

t — время;

$a = \sqrt{\frac{k}{\rho}}$ — скорость распространения упругой волны,

(k — жесткость стержня, ρ — масса единицы длины стержня);

μ — коэффициент вязкости.

Графики распределения продольных усилий по длине поезда, полученные при аналитических расчетах и электрическом моделировании, оказались достаточно близкими к таким же графикам, построенным по данным натурных испытаний.

Это обстоятельство говорит о возможности применения линейной теории к описанию переходного режима трогания с места пассажирских поездов, вагоны которых оборудованы аппаратами типа Р-2П, Р-4П и ЦНИИ-Н6.

Во втором разделе третьей главы помещены результаты опытов с натурными поездами в том случае, когда в междувагонных связях имеют место зазоры. Приводятся результаты опытов по исследованию следующих переходных режимов движения поездов: трогания с места полностью сжатых поездов, трогания с места поездов с произвольным распределением зазоров в упряжи, различные виды торможения (полные служебные, экстренные и торможения стоп-краном). В этом же разделе приводятся исследования влияния веса и длины поезда на величины продольных усилий при трогании и торможении, влияния подключения тяжеловесного грузового поезда к пассажирскому.

Опыты подтвердили тот факт, что продольные усилия, действующие на вагоны, и мгновенные ускорения вагонов при трогании сжатых поездов и поездов с произвольным распределением зазоров в упряжи выше, чем при троганиях растянутых поездов.

Максимальные значения этих величин при трогании сжатого поезда с четвертой позиции составили: для резино-металлических аппаратов—33 т и 0,55 г, для аппаратов ЦНИИ-Н6—56 т и 1,2 г. Максимальные значения продольных усилий и ускорений вагонов при торможениях составили:

для аппаратов Р-2П	— 42 т и 0,30 g;
для аппаратов Р-4П	— 46 т и 0,47 g;
для аппаратов ЦНИИ-Н6	— 70 т и 0,90 g.

Из сопоставлений величин продольных ускорений ясно, что бóльшую комфортабельность проезда пассажиров обеспечивают аппараты типа Р-2П.

При подключении к длинносоставному пассажирскому поезду грузового состава весом 3000 т наибольшие продольные усилия, возникающие в пассажирской части состава, имели место в том случае, когда пассажирские вагоны были оборудованы аппаратами типа ЦНИИ-Н6. Наименьшие продольные усилия возникали в случае оборудования пассажирских вагонов аппаратами Р-4П. При этом поглощающие аппараты типов ЦНИИ-Н6 и Р-2П в некоторых опытах закрывались, а аппараты Р-4П не закрывались и стабильно работали при продольных усилиях до 110 т. В связи с этим аппараты типа Р-4П можно рекомендовать для оборудования рефрижераторных вагонов и вагонов специального назначения при условии снижения начальной затяжки до 4—5 тонн.

При трогании удвоенного по длине пассажирского поезда, в случае приложенной одинаковой силы тяги, продольные усилия остаются такими же, как и в обычном поезде; при торможении тормозами с пневматическим управлением усилия возрастают в 1,5 — 2 раза.

Четвертая и пятая главы диссертации посвящены исследованию переходных режимов движения разветвленных много-массовых систем (систем с двойной продольной амортизацией) составов, вагоны которых оборудованы подвижными хребтовыми балками.

Предполагается, что в качестве амортизаторов взяты поглощающие аппараты с резино-металлическими элементами. Исследования эффективности двойной продольной амортизации проводятся с помощью аналитических расчетов, методов электрического и электронного моделирования.

При аналитических расчетах и моделировании трогания с места поезда принято, что сила тяги F мгновенно нарастает от нуля до наибольшего значения. Исключение составляет случай трогания поезда с места с последующей пробуксовкой локомотива, нарастание силы тяги при этом принято ступенчатым.

Аналитическое решение можно получить следуя Н. Е. Жу-

ковскому. В случае неразрезной упряжи без зазоров поезд рассматривается как система материальных точек, соединенных упругими (I вариант расчета) и упруго-вязкими (II вариант расчета) связями.

Дифференциальные уравнения движения такой системы имеют вид:

$$m_0 \ddot{x}_0 + \sum_{i=1}^n m_i \ddot{x}_i = F \quad (2)$$

Здесь:

m_0 — масса локомотива и всех хребтовых балок;

m_i — масса вагона без хребтовой балки;

F — сила тяги локомотива.

Для случая упруго-вязких связей:

$$\sum_{i=1}^n m_i \ddot{x}_i = \sum_{i=1}^n k_i (x_0 - x_i) + \beta_i (\dot{x}_0 - \dot{x}_i),$$

для случая упругих связей:

$$\sum_{i=1}^n m_i \ddot{x}_i = \sum_{i=1}^n k_i (x_0 - x_i),$$

где:

k_i — жесткость упругой части связи;

β_i — коэффициент вязкого сопротивления связи.

Решение уравнения производится при помощи операционного метода для следующих значений параметров:

$$n = 16 \text{ вагонов}; \quad \beta_i = 114 \frac{\text{тсек}}{\text{м}}; \quad m_i = 7,94 \frac{\text{тсек}^2}{\text{м}};$$

$$k_i = 1430 \text{ т/м}; \quad m_0 = 19 \frac{\text{тсек}^2}{\text{м}}; \quad F = 1.$$

Получены наибольшие величины усилий, действующие на вагон и в сцепке за локомотивом.

Математическая модель, используемая при электрическом моделировании, взята в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_i &= \frac{1}{m_i} (S_{i-1,i} - S_{i,i+1} - S_i) \\ \ddot{\xi}_i &= \frac{1}{m_i} S_i \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$i = 0, 1, 2, \dots, n$

при граничных условиях:

$$S_{-1,0} = F, \quad S_{n,n+1} = 0, \quad M_0 = m_0$$

Силловые характеристики связей описываются выражением:

$$\left. \begin{aligned} S_{i-1,i} &= K q_i + \beta q_i' \\ S_i &= K_{\psi} \psi_i + \beta_{\psi} \psi_i' \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

В выражениях (3) и (4):

- μ_i — масса хребтовой балки;
- m_i — масса кузова;
- x_i — абсолютное перемещение массы хребтовой балки μ_i ,
- ξ_i — абсолютное перемещение массы кузова m_i ;
- $S_{i-1,i}$ — усилие в концевой связи, соединяющей $(i-1)$ -ую и i -ую массы хребтовых балок;
- S_i — усилие в центральной связи, соединяющей массу i -ой хребтовой балки μ_i с массой кузова m_i ;
- k — жесткость упругой части концевой связи;
- q_i, \dot{q}_i — соответственно, величины и скорости сжатия i -ой концевой связи;
- β — коэффициент вязкого сопротивления в этой связи;
- $k_{\psi}, \psi_i, \beta_{\psi}$ — то же для i -ой центральной связи.

Решение осуществлялось на электрической модели-аналоге из пассивных элементов RLC. Моделировался переходной процесс в поезде, составленном из шестнадцати груженых изотермических вагонов весом 82 т каждый с подвижными хребтовыми балками и одного электровоза весом 132 т. При этом предполагалось, что по концам хребтовой балки стоят резино-металлические поглощающие аппараты типа Р-2П,

для которых коэффициент поглощения энергии η можно считать равным 50%. В тех вариантах схем, где учитывалось поглощение энергии центральными амортизаторами, η принималось равным 30%, 50% и 75%. Жесткости связей определялись при максимальном продольном усилии 200 т и сжатии концевых аппаратов (на связь) — 140 мм, а центральных — 140, 200, 280, 400 и 600 мм. Параметры электрической модели-аналога подбирались по критериям подобия.

Моделировались следующие схемы амортизирующих устройств вагонов:

- 1 — жесткие в концевых поглощающих аппаратах и упругие в центральных амортизаторах (сквозная упряжь);
- 2 — везде упругие;
- 3 — жесткие в концевых и упруго-вязкие в центральных амортизирующих устройствах (сквозная упряжь);
- 4 — упруго-вязкие в концевых и упругие в центральных амортизаторах;
- 5 — упругие в концевых и упруго-вязкие в центральных амортизаторах;
- 6 — везде упруго-вязкие.

Моделирование показало, что продольные усилия в концевых аппаратах оказались меньшими в шестой схеме (упруго-вязкие связи в концевых и центральных амортизаторах). Наибольшие продольные усилия, действующие на кузов вагона с подвижной хребтовой балкой при отсутствии зазоров в связях, получились в три раза ниже, чем в поезде из вагонов с обычными поглощающими аппаратами.

Задача о переходных режимах движения поездов при наличии зазоров в концевых связях решалась при помощи электронных моделей. При исследовании применялась наиболее оптимальная шестая схема амортизирующих устройств. В этом случае использовалась следующая математическая модель:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_i &= \frac{1}{m_i} (S_{i+1,i} - S_{i,i+1} - S_i) \\ \ddot{\xi}_i &= \frac{1}{m_i} S_i \end{aligned} \right\} \quad (5) \quad i=0, 1, 2, \dots, n$$

где:

$$\left. \begin{aligned} S_{i-1,i} &= k \left[1 + \rho_0 \operatorname{sign}(q_i, \dot{q}_i) \right] \left\{ [(q_i - \delta) \sigma_0(q_i - \delta) + q_i \sigma_0(-q_i)] \right\} \\ S_i &= k_{\psi} \psi_i \left[1 + \rho_0 \operatorname{sign}(\psi_i, \dot{\psi}_i) \right] \end{aligned} \right\}$$

δ — зазор в концевой связи;

$\sigma_0(-q_i)$, $\sigma_0(q_i - \delta)$ — единичные функции;

$$\rho_0 = \frac{\eta}{2 - \eta}$$

Моделировалось трогание с места поезда, составленного из восьми груженых изотермических вагонов, оборудованных подвижными хребтовыми балками, и такого же поезда, составленного из вагонов с обычной хребтовой балкой. Задача решалась при следующих значениях параметров: F , η , k , k_{ψ} , δ :

Тип армотизации	к		мм	F	
	к	к _ц			
Обычная			0		
			9		
	2140	—	18	30	10
	1430	—	36	50	20
	715	—	54	70	30
Двойная			0		
			9		
	715	715	18	30	10
		357	36	50	20
		178	54	70	30
		72			

Моделирование показало, что продольные усилия в концевых и центральных связях растут с увеличением силы тяги, величины зазоров. Продольные усилия в центральных связях пропорциональны отношению $\frac{k_{\psi}}{k}$ (жесткости центральной связи к концевой).

Продольные усилия, действующие на кузов вагона с подвижной хребтовой балкой, значительно меньше (1,8 раза) тех

сил, которые действуют на вагон с обычной хребтовой балкой (последнее имеет место даже тогда, когда ход поглощающего аппарата вагона с неподвижной хребтовой балкой увеличен с 70 мм до 280 мм).

С помощью электронной модели исследовалось также трогание с места поезда при ступенчатом нарастании силы тяги с последующей пробоксовкой локомотива.

В работе рассмотрено моделирование соударений двух одинаковых отцепов и соударение отцепов с локомотивом. Для моделирования использовалась такая же математическая модель, как и в случае трогания с места, при соответствующих начальных и граничных условиях.

При рассмотрении ударных процессов в отцепях, сформированных из вагонов с подвижными хребтовыми балками, произведено сопоставление результатов исследований с аналогичными процессами, происходящими в отцепях из вагонов с концевыми поглощающими аппаратами обычного и увеличенного хода. Скорости соударения при моделировании принимались равными: 1,0; 1,5 и 2 м/сек, поглощение энергии концевыми и центральными аппаратами — 50%, для двойной амортизации жесткости концевых связей взяты равными 715 т/м, а центральных — 715, 357 и 178 т/м, для одинарной амортизации — 1430, 715 и 357 т/м.

При ударе локомотива об отцеп, при соударении двух однородных отцепов, состоящих из вагонов с подвижными хребтовыми балками, наибольшие усилия в центральных и концевых связях и ускорения вагонов при всех варьируемых параметрах оказались меньшими тех сил и ускорений, которые получают, если вагоны оборудованы концевыми поглощающими аппаратами с обычным и увеличенным ходом.

ВЫВОДЫ

1. В результате статических испытаний аппаратов типа Р-2П, Р-4П и ЦНИИ-Н6 на прессе оказалось, что аппараты типа Р-4П достаточно стабильны в работе, воспринимают при полном закрытии большее количество энергии, чем аппараты типа Р-2П и ЦНИИ-Н6 при их одинаковом ходе. Однако силы у аппаратов Р-4П оказываются вдвое большими, чем у аппаратов типа Р-2П. Чрезмерно большим принято у аппаратов

Р-4П усилие, соответствующее начальной затяжке, а также слишком велика для пассажирских вагонов их статическая жесткость.

Наиболее приемлемыми для оборудования пассажирских вагонов являются резино-металлические поглощающие аппараты типа Р-2П. Эти аппараты стабильны в работе, имеют достаточно высокие коэффициенты эффективности и полноты силовой характеристики.

Аппараты типа ЦНИИ-Н6 (приработанные) крайне нестабильны при статических сжатиях, а неприработанные аппараты типа ЦНИИ-Н6 достаточно стабильны, но имеют недостаточную жесткость при малых значениях сжимающих сил (22—30 т).

2. Опыты по соударениям цельнометаллических пассажирских вагонов, оборудованных аппаратами трех типов, показали, что наиболее пригодными для пассажирских вагонов являются резино-металлические аппараты типа Р-2П. Эти аппараты отличаются стабильностью в работе, имеют эффективность не менее 2000 кгм, сжимающие усилия при этих аппаратах для одинаковых скоростей соударений оказываются меньшими, чем у аппаратов типа Р-4П и ЦНИИ-Н6.

Аппараты типа Р-4П имеют эффективность не менее 2800 кгм. Растягивающие усилия, возникающие при отдаче этих аппаратов, меньше, чем в случае аппаратов Р-2П. Ход аппарата Р-4П во время нагружения мал: при скорости соударения 9 км/ч наибольшее сжатие не превышало 45 мм. Начальная затяжка аппаратов Р-4П слишком велика для пассажирских вагонов (10—14 т).

Поглощающие аппараты типа ЦНИИ-Н6 работают нестабильно. Их закрытие происходит при скоростях соударения вагонов 4—6 км/ч. Для скоростей соударения свыше 6 км/ч сжимающие усилия, возникающие при серийных аппаратах, превышают по величине те усилия, которые имеют место при резино-металлических поглощающих аппаратах.

3. Исследование переходных режимов движения длинно-составных пассажирских поездов (трогания с места, различные режимы торможения), вагоны которых оборудованы поглощающими аппаратами трех типов (Р-2П, Р-4П, ЦНИИ-Н6), показали, что:

а) результаты аналитического решения по линейной теории и электрического моделирования задачи о трогании пассажир-

ских поездов достаточно хорошо совпадают с результатами измерений в натуральных поездах;

б) наиболее приемлемыми для пассажирских вагонов являются поглощающие аппараты с резино-металлическими элементами типа Р-2П. При троганиях с места растянутых и сжатых поездов одинаковой силой тяги, а также при различных режимах торможения (экстренное с локомотива, полное служебное, стоп-краном их хвостового вагона и из середины поезда) с одинаковыми начальными скоростями торможения при случае пневматического управления тормозами аппараты типа Р-2П стабильны в работе, обеспечивают более низкий уровень продольных усилий, действующих на вагоны, и ускорений вагонов, чем аппараты типа Р-4П и ЦНИИ-Н6.

Последнее обстоятельство (ускорения вагонов) особенно важно для обеспечения комфортабельности проезда пассажиров;

в) аппараты типа Р-4П можно применить для оборудования рефрижераторных вагонов и вагонов специального назначения.

4. Электрическое моделирование троганий с места однородных поездов, сформированных из изотермических вагонов с подвижными хребтовыми балками и из вагонов обычного типа, при отсутствии зазоров в связях, показало, что продольные усилия, действующие на кузов вагона с подвижной хребтовой балкой, в три раза меньше, чем в поезде из вагонов с обычными поглощающими аппаратами.

5. В результате исследований на электронных моделях МПТ-9 троганий с места однородных поездов, вагоны которых оборудованы подвижными хребтовыми балками, при наличии зазоров в концевых связях оказалось, что продольные усилия, действующие на кузов вагона с подвижной хребтовой балкой, и ускорения вагонов значительно меньше (иногда в 1,8 раза), чем в случае поезда из вагонов с обычной хребтовой балкой (последнее имеет место даже тогда, когда ход поглощающего аппарата обычного вагона увеличен с 70 мм до 280 мм)

6. Наибольшие усилия, действующие на вагоны, а также ускорения вагонов, полученные при электронном моделировании задач об ударе локомотива и отцепа, соударении двух отцепов, состоящих из вагонов с подвижными хребтовыми балками, меньше тех сил и ускорений, которые получаются

в аналогичных условиях, если отцепы состоят из вагонов, оборудованных поглощающими аппаратами обычного (70 мм) и увеличенного в 4 раза хода (в 1,2 ÷ 3 раза).

Диссертация изложена на 136 страницах, содержит 84 рисунка и 56 таблиц.

Перечень литературы состоит из 99 названий.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ:

1. В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, А. И. Стукалов, Е. В. Юспина. Исследование работы резино-металлических поглощающих аппаратов типа Р-2П в пассажирских поездах. Труды ДИИТа, вып. 59, «Транспорт», 1966.

2. В. А. Лазарян, И. Г. Барбас, Е. П. Блохин, А. И. Стукалов, Е. В. Юспина. Исследование работы поглощающих аппаратов ЦНИИ-Н6 в длинносоставных пассажирских поездах. Труды ДИИТа, вып. 62, «Транспорт», 1966.

3. В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, Е. В. Юспина. Результаты опытов по соударению пассажирских вагонов, оборудованных поглощающими аппаратами автосцепки типа ЦНИИ-Н6. Труды ДИИТа, вып. 62, «Транспорт», 1966.

4. В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, А. И. Стукалов, Е. В. Юспина. О статических характеристиках некоторых поглощающих аппаратов. Труды ДИИТа, вып. 62, «Транспорт», 1966.

5. В. А. Лазарян, И. Г. Барбас, Е. П. Блохин, Е. В. Юспина. Влияние веса и длины пассажирского поезда на продольные усилия. Труды ДИИТа, вып. 62, «Транспорт», 1966.

6. В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, Е. В. Юспина. О продольных динамических усилиях, возникающих в длинносоставном пассажирском поезде при прицепке к нему грузового состава весом 3000 т. Труды ДИИТа, вып. 62 «Транспорт», 1966.

7. В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, Л. А. Манашкин, Е. В. Юспина. Исследование работы поглощающих аппаратов автосцепки типа Р-4П в длинносоставном пассажирском поезде. Труды ДИИТа, вып. 68, «Транспорт», 1967.

8. В. А. Лазарян, И. Г. Барбас, Л. С. Бадикова, Е. В. Юспина. Исследование работы поглощающих аппаратов автосцепки в поездах. Труды ДИИТа, вып. 68, «Транспорт», 1967.

9. В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, Л. А. Манашкин, Е. В. Юспина. Исследование работы резино-металлических амортизаторов при ударах. Труды ДИИТа, вып. 68, «Транспорт», 1967.

10. В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин, Е. В. Юспина, Л. А. Вашурин. Переходные режимы движения поезда, составленного из вагонов с подвижной хребтовой балкой при отсутствии зазоров в упряжи. Труды ДИИТа, вып. 72, «Транспорт», 1967.

**ПЕРЕЧЕНЬ КОНФЕРЕНЦИЙ И СОВЕЩАНИЙ, НА КОТОРЫХ
ПРЕДСТАВЛЕНЫ И ОБСУЖДЕНЫ ДОКЛАДЫ
ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

1. Совещание по некоторым проблемам динамики сооружений и машин, г. Днепропетровск, 1964.
2. Совещание по проблеме нелинейных колебаний механических систем, г. Рига, 1966.
3. XVII научно-техническая конференция Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, г. Днепропетровск, 1967.
4. V совещание по основным проблемам теории машин и механизмов, г. Сухуми, 1967.
5. Заседания семинара по механике Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, 1964, 1966, 1967 гг.

БТ 09843. Подписано к печати 20.IX. 1967 г. Бумага 60×84¹/₁₆. 1,25 печ. л.
Заказ № 7401. Тираж 200 экз.
Газетное издательство и типография. г. Днепропетровск, Ленинградская. 56.

Сканировала Камянская Н.А.