

524

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР  
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО  
КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА  
ИМЕНИ М.И.КАЛИНИНА

На правах рукописи

УДК 629.4.028.86.001.24

БАРАНОВСКИЙ Александр Владимирович

ЗАЩИТА ОТ ПРОДОЛЬНЫХ ПЕРЕГРУЗОК  
ЛЕГКОПОВРЕЖДАЕМЫХ ГРУЗОВ ПРИ СОУДАРЕНИИ ВАГОНОВ

05.22.07 - Подвижной состав железных дорог и тяга поездов

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Днепропетровск- 1986

НТБ  
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском ордена Трудового Красного Знамени институте инженеров железнодорожного транспорта имени М.И.Калинина и в Центральном конструкторском бюро транспортного машиностроения.

Научный руководитель – заслуженный работник высшей школы УССР, доктор технических наук, профессор Е.П.Блохин

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Б.Г.Кеглин  
кандидат технических наук, старший научный сотрудник  
Г.И.Богомаз

Ведущее предприятие – Калининский филиал ВНИИВ

Защита диссертации состоится " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 1986 г.  
в \_\_\_\_\_ час. на заседании Специализированного Совета  
К 114.07.01 в Днепропетровском ордена Трудового Красного  
Знамени институте инженеров железнодорожного транспорта име-  
ни М.И.Калинина ( г.Днепропетровск, 320700 , ГСП,  
ул. Акад. В.А.Лазаряна, 2 ).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 1986г.

Секретарь Специализированного совета

технических наук,

*Л.В.Петрович*  
Л.В.Петрович



**НТБ  
ДНУЖТ**

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Общий рост объема производства во всех отраслях народного хозяйства, интенсивное освоение новых сырьевых и топливных источников со смещением акцента в промышленном производстве в районы Сибири и Дальнего Востока невозможно без гибкой, всесторонне развитой коммуникационной системы. Именно поэтому в "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986 - 1990 годы и на период до 2000 года", принятых XXVII съездом КПСС, подчеркивается, что основным направлением развития железнодорожного транспорта следует считать увеличение провозной и пропускной способности дорог.

4966a

Помимо основных мероприятий, направленных на осуществление поставленной задачи, таких как увеличение массы поездов и повышение средней скорости движения, большое значение имеет сокращение временных (а значит и материальных) затрат на проведение маневровых и сортировочных работ. Вследствие интенсификации маневровых работ фактическая скорость роспуска вагонов с сортировочных горок в последнее время значительно превысила скорость, регламентированную нормативными документами. В результате увеличилось число выводимых из строя единиц вагонного парка, увеличился объем деповских ремонтных работ, снизилась сохранность транспортируемых грузов.

Таким образом, одним из важнейших условий надежного выполнения железнодорожным транспортом своей основной функции является обеспечение грузовых вагонов современной мощной системой амортизации. С точки зрения проектирования систем амортизации весьма актуальной представляется задача разработки средств и способов расчета параметров перспективных ударопоглощающих устройств.

Днепропетровский  
институт инженерно-  
техн. доп. \_\_\_\_\_  
пр. А. М. \_\_\_\_\_  
В. М. \_\_\_\_\_

НТБ  
ДНУЖТ

В данной работе рассматриваются различные подходы к задаче расчета параметров системы двухступенчатой амортизации и определения профиля дросселирующих элементов гидравлических ударопоглощающих устройств. С использованием различных методов выполнены расчеты системы амортизации 4-осного вагона, проведены сравнения полученных результатов, оценена точность решений.

Цель работы состояла в

- разработке методики расчета параметров ударопоглощающих устройств, входящих в двухступенчатую систему амортизации вагона, алгоритма и программы для расчета;

- разработке методики приближенного расчета параметров системы амортизации вагона с использованием элементов теории подобия и размерностей;

-разработке алгоритма и программы для расчета оптимальной формы дросселирующего элемента поглощающего аппарата автосцепки, обеспечивающей минимальные ускорения в заданном сечении вагона;

- разработке методики расчета двухступенчатой системы амортизации вагона, включающей амортизатор груза со ступенчатой регулировкой силовой характеристики, разработке алгоритма и программы.

Методика исследования. В работе применены современные методы математического моделирования колебаний механических систем с деформируемыми связями различной физической природы с помощью дифференциальных уравнений движения, интегрируемых численно, элементы теории подобия и размерностей, теории планирования эксперимента и методы оптимального проектирования.

Научная новизна. Разработанное и использованное в работе представление силовых характеристик в виде безразмерной функ-

нии "формы" в комплексе с размерными масштабными множителями позволило автоматизировать итерационный расчет основных параметров гидравлических ударопоглощающих устройств. Отличие предлагаемой методики от существующих заключается в том, что модель ударопоглощающих устройств не учитывает их физической природы. Такое представление возможно, когда расчет производится при фиксированных условиях (массах и скоростях соударения). В этом случае силовые характеристики ударопоглощающих устройств ограничиваются классом функций, имеющих тождественные функции "формы".

С помощью методов теории подобия и размерностей для механической системы соударяющихся тел получены функциональные зависимости критериев подобия. Функциональные зависимости аппроксимированы в частных случаях полиномиальными моделями второго порядка, построенными по результатам ограниченного числа расчетов на ЦВМ в соответствии с выбранным планом эксперимента.

Разработана методика расчета оптимальной формы дросселирующего элемента поглощающего аппарата автосцепки с учетом упругих колебаний вагона.

Использование ограничительного полинома для описания силовых характеристик позволило дополнить математическое описание гидравлических ударопоглощающих устройств, с помощью которого выполнены расчеты дросселирующих элементов для амортизатора груза со ступенчатой регулировкой силовой характеристики.

Практическая ценность. Разработанные алгоритмы и программы позволяют производить приближенную оценку, а также уточненный расчет на ЦВМ основных параметров двухступенчатой системы амортизации, а именно: максимальных потребных деформаций ударопоглощающих устройств и допустимой скорости соударения.

Разработанная методика расчета дросселирующих элементов амортизатора груза со ступенчатой регулировкой дает возможность получить рациональные геометрические размеры элементов, обеспечивающие удовлетворение требований к системе амортизации по допускаемым ускорениям для широкого диапазона масс грузов. Проведенная идентификация коэффициента гидравлических сопротивлений по результатам испытаний на соударение вагона фирмы "Пульман-Стандарт" позволяет рекомендовать значения этого коэффициента для выполнения расчетов.

Внедрение результатов работы. Методика расчета основных параметров гидравлических ударопоглощающих устройств, а также методика расчета дросселирующих элементов регулируемого амортизатора груза внедрены в Центральном конструкторском бюро транспортного машиностроения и использованы при разработке конструкторской документации на автосцепной поглощающий аппарат ППА-120 и регулируемый амортизатор груза АГ-300.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на научно-технической конференции молодых специалистов ЦКБ ТМ (Калинин, 1980), Всесоюзной конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта" (Днепропетровск, 1980), научном семинаре кафедры строительной механики ДИИТа (Днепропетровск, 1985), городском научном семинаре по общей механике (Днепропетровск, 1986).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 печатные работы и получено 2 авторских свидетельства.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из пяти глав, включающих введение, заключения и списка литературы.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе рассматривается современное состояние общих теоретических и экспериментальных исследований в облас-

НТБ  
ДНУЖТ

ти динамики рельсовых экипажей и исследований в области ударного нагружения в частности. Обоснована актуальность решений поставленных задач и сформулированы цели работы.

Создание теории продольной динамики поезда связано с именем выдающегося отечественного ученого-механика Н.Е.Жуковского. Саме дальнейшее развитие она получила в трудах советских ученых, внесших большой вклад в развитие расчетных схем поезда, в исследование переходных режимов движения, в изучение процессов ударного нагружения отдельных вагонов и сцепов. Теоретические исследования В.А.Лазаряна, С.В.Вершинского, Л.Н.Никольского, Е.П.Влохина, Н.А.Панькина, Л.А.Манашкина, Б.Г.Кеглина, С.И.Конашенко и др. позволили решить ряд вопросов, имеющих большое практическое значение.

Отличительной чертой последних десятилетий является интенсивное развитие средств и методов вычислительной техники, автоматизация вычислительных процессов в области научных и инженерных расчетов. В настоящий момент времени существует хорошо разработанное современное математическое обеспечение ЭВМ, позволяющее с достаточной степенью точности решать широкий круг задач, связанных с переходными режимами движения поездов и ударным нагружением вагонов. Быстродействие вычислительных машин и большой объем памяти представили возможность использования сложных расчетных схем при высоком уровне дифференциации конструкции и различных математических моделей деформируемых связей ( в том числе и статистических).

Проектирование рельсовых экипажей, удовлетворяющих современным требованиям к надежности транспортировки, невозможно без создания новых эффективных средств продольной амортизации. Из всего многообразия типов поглощающих аппаратов автосцепки и амортизаторов груза гидравлические ударопоглощающие устрой-

ства выделяются высокой удельной энергоемкостью и стабильностью работы, причем коэффициент полноты их силовых характеристик достаточно высок. Удачный выбор геометрических характеристик дросселирующих элементов дает возможность существенно снизить уровень максимальных динамических нагрузок, действующих на вагон и груз, и экспансивно использовать ход ударопоглощающих устройств. Однако в настоящее время не существует удовлетворительной методики расчета потребных ходов поглощающего аппарата и амортизатора груза для двухступенчатой системы амортизации.

Появление ударопоглощающих устройств со ступенчатой регулировкой силовых характеристик требует разработки методики расчета дросселирующих элементов с учетом эффективной работы устройства в заданном диапазоне масс грузов.

Известен следующий недостаток гидравлических ударопоглощающих устройств - при большой жесткости начального участка силовой характеристики возможно возникновение высокочастотных колебаний вследствие упругих свойств конструкции вагона. Некоторые авторы предлагают устанавливать последовательно с гидравлическими устройствами упругий элемент, позволяющий практически исключить высокочастотные упругие колебания конструкции. Однако существует и другая конструктивная возможность борьбы с вибрацией - выбор такой формы дросселирующего элемента, которая также снижает динамическую жесткость поглощающего аппарата или амортизатора для заданных условий соударения.

Таким образом, в диссертации разрабатываются методики расчета основных параметров гидравлических ударопоглощающих устройств, дросселирующих элементов поглощающих аппаратов автосцепки с учетом упругих колебаний конструкции вагона,

дресселирующих элементов амортизатора груза со ступенчатой регулировкой силовой характеристики.

В соответствии с разработанными методиками произведены контрольные расчеты систем амортизации на примере 4-осного вагона. Методики могут использоваться при проектировании любых видов транспортных экипажей и других образцов техники, оборудованных гидравлическими ударопоглощающими устройствами.

Во второй главе приведена методика расчета основных параметров гидравлических ударопоглощающих устройств, входящих в двухступенчатую систему продольной амортизации вагона.

В процессе соударения вагонов ударопоглощающие устройства подвергаются обкатию, при котором часть кинетической энергии вагона-бойка превращается в потенциальную энергию деформации. Величина максимальной деформации определяется в основном низкочастотными составляющими колебательного процесса. Поэтому для определения основных параметров ударопоглощающих устройств использовалась расчетная схема, в которой соударяющиеся вагоны представлены в виде одномерной цепочки из трех материальных точек массой  $M_1$ ,  $M_2$  и  $M_3$ , соединенных между собой деформируемыми связями. Связи включают упругий элемент с жесткостью  $K_1$  ( $K_2$ ) и деформируемый вязкий элемент  $D_1$  ( $D_2$ ).

В общем случае силовые характеристики элементов  $D_1$  и  $D_2$  являются недетерминированными в пространстве конфигураций, однако для выполнения расчета, осуществляемого при фиксированной скорости соударения, можно предположить, что силовая характеристика определена, то есть

$$S(q_2, \dot{q}_2) = S[q_2, \dot{q}_2(q_2)] = S(q_2); \quad (1)$$

где  $q_2$  - деформация элемента  $D$ . В этом случае в математической модели гидравлического устройства отсутствуют характеристики дросселирующих элементов и возвращающего устройства.

НТБ  
ДНУЖТ

что значительно упрощает процесс вычислений.

Предположение (I) позволяет представить силовые характеристики элементов  $D_1$  и  $D_2$  в следующем виде

$$\begin{aligned} S_1 &= S_{1m} \cdot \Psi_1(\xi_{21}); \\ S_2 &= S_{2m} \cdot \Psi_2(\xi_{22}); \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\xi_{21}$  и  $\xi_{22}$  - нормированные деформации элементов  $D_1$  и  $D_2$ ,  $\xi_{21} = q_{21}/q_{21m}$ ,  $\xi_{22} = q_{22}/q_{22m}$ ;  $\Psi_1(\xi_{21})$  и  $\Psi_2(\xi_{22})$  - нормированные функции, задаваемые в первом квадранте;  $q_{21m}$ ,  $q_{22m}$ ,  $S_{1m}$  и  $S_{2m}$  - размерные масштабные множители равные максимальным значениям деформаций и усилий в процессе удара.

Функция  $\Psi(\xi_2)$ , описывающая форму силовой характеристики, имеет верхнюю и нижнюю ветви, соответствующие прямому  $\xi_2 > 0$  и обратному ходу  $\xi_2 < 0$  элемента  $D$ , то есть является двузначной. Она связана с коэффициентом полноты силовой характеристики  $\Pi$  и коэффициентом необратимо поглощаемой энергии  $\eta$  интегральными соотношениями:

$$\int_0^1 \Psi(\xi_2) d\xi_2 = \Pi; \quad - \int_1^0 \Psi(\xi_2) d\xi_2 = 1 - \eta$$

Представление силовых характеристик в виде (2) позволяет сократить количество варьируемых параметров до двух основных из ряда  $V_0, q_{21m}, q_{22m}, S_{1m}, S_{2m}$  (две степени свободы механической системы), обеспечив заданный коэффициент полноты выбором соответствующей функции  $\Psi(\xi_2)$ . "Плата" за сознательное уменьшение степеней свободы силовой характеристики заключается в ограничении разнообразия ее форм, которое определяется классом функций, получаемых из функции "формы" путем деформации ее по осям  $q_2$  и  $S$  при  $\Pi = \text{const}$ .

Дифференциальные уравнения движения в этом случае имеют вид

$$\begin{cases} \ddot{\xi}_1 = \delta_{11} \Psi_1 + \delta_{12} \Psi_2; \\ \ddot{\xi}_2 = \delta_{21} \Psi_1 + \delta_{22} \Psi_2 \end{cases} \quad (3)$$

НТБ  
ДНУЖТ

где

$$\begin{aligned} b_{11} &= S_{1m} / \mu_1 q_{21m}; & b_{12} &= -S_{2m} / M_2 q_{21m}; \\ b_{21} &= -S_{1m} / M_2 q_{22m}; & b_{22} &= S_{2m} / \mu_2 q_{22m}; \\ \mu_1 &= M_1 M_2 / (M_1 + M_2); & \mu_2 &= M_2 M_3 / (M_2 + M_3); \end{aligned}$$

здесь  $\xi_1$  и  $\xi_2$  - нормированные деформации связей,

$$\xi_1 = q_1 / q_{21m}, \quad \xi_2 = q_2 / q_{22m}.$$

Уравнения для деформаций формулируются следующим образом

$$\begin{aligned} \xi_1 &= \xi_{21} + b_{11} \Psi_1 \omega_{11}^{-2}; \\ \xi_2 &= \xi_{22} + b_{22} \Psi_2 \omega_{22}^{-2}; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\text{где } \omega_{11}^2 = \mu_1 / K_1; \quad \omega_{22}^2 = \mu_2 / K_2.$$

Таким образом, задача расчета основных параметров ударопоглощающих устройств сводится к нахождению двух неизвестных величин из ряда  $b_{11}, b_{12}, b_{21}, b_{22}$  (например  $b_{11}$  и  $b_{22}$ ) и  $\xi_{10} = -V_0 / q_{21m}$ , для которых решения (3) с учетом (4) удовлетворяют условиям

$$\begin{aligned} \xi_{21} &= I, \quad \text{при } \xi_{21}^* = 0; \\ \xi_{22} &= I, \quad \text{при } \xi_{22}^* = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Для этого следует организовать итерационный процесс, на каждом шаге которого производится интегрирование дифференциальных уравнений движения с последующей коррекцией искомых величин.

Формулы для коррекции можно получить из предположения о неизменности величины энергии, поглощаемой элементом  $\mathbb{J}$  на  $K$ -ом и  $K+1$ -ом шаге. В этом случае

$$b_{ii}^{n+1} = \begin{cases} b_{ii}^n \beta_{ki} & \text{, если известны } V_0 \text{ и } q_{21m}; \\ b_{ii}^n / \beta_{ki} & \text{, если известны } V_0 \text{ и } S_{1m}; \end{cases}$$

$$\text{где } \beta_{ki} = 1 + [\Psi_i(1) + \Psi_i^n(\xi_{21m}^n)](\xi_{21m}^n - 1) / 2K_i;$$

$$\xi_{21m}^n = \xi_{1m}^n - b_{ii} \Psi_i^n(\xi_{1m}^n) / \omega_{ii}^2; \quad \Psi_i^n(\xi_{21m}^n) = \Psi_i^n(\xi_{1m}^n)$$

Для расчета параметров ударопоглощающих устройств в соответствии с приведенным алгоритмом была разработана программа для ЭВМ. В качестве примера приведен расчет системы амортизации 4-осного вагона. Для сравнительного анализа точности вычислений выполнен расчет варианта системы амортизации, включающей функциональный поглощающий аппарат автосцепки и резино-металлический амортизатор груза. Априорная информация для расчета -  $S_{1m}, S_{2m}, \Pi_1, \Pi_2, \eta_1, \eta_2$ , а также значения сравнимых параметров были получены при решении по программе, разработанной ДИИТОМ. Отличия результатов не превысило 4% при вычислении максимальных деформаций и 7% при определении моментов времени, соответствующих возвращению ударопоглощающих устройств в исходное положение.

В третьей главе рассмотрено применение методов теории подобия и размерностей к приближенному расчету параметров двухступенчатой системы амортизации.

Поведение механической системы в любой момент времени определяется функциональными зависимостями обобщенных координат, массово-инерционными и упруго-диссипативными характеристиками системы. В соответствии с  $\pi$ -теоремой теории подобия и размерностей, используя представление силовых характеристик деформируемых элементов в виде (2), были получены функциональные зависимости между определяющими процесс соударения величинами в виде зависимостей между составленными из них безразмерными критериями подобия и безразмерными функциями "формы"

$$F_1(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \bar{\Psi}_1, \bar{\Psi}_2) = 0; \quad (6)$$

$$\text{где } F_2(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \bar{\Psi}_1, \bar{\Psi}_2) = 0$$

$$\pi_1 = M_2/M_1; \quad \pi_2 = M_3/M_1; \quad \pi_3 = \xi_{21}; \quad \pi_4 = \xi_{22}; \quad \pi_5 = \xi_{21}(M_1/K_1)^{1/2};$$

$$\pi_6 = K_1 q_{21m}/S_{1m}; \quad \pi_7 = K_2 q_{22m}/S_{2m}; \quad \pi_8 = S_{2m}/S_{1m}; \quad \pi_9 = q_{21m}/q_{22m}$$

НТБ  
ДНУЖТ

Представление функциональных зависимостей в критериальном виде (6) позволяет сократить число независимых величин на число основных единиц измерения. Аппроксимация полученных зависимостей гиперповерхностями, имеющими простое математическое описание, дает возможность получить наглядное представление о влиянии критериев  $\sigma_j$  на траектории обобщенных координат или их значения в интересующих точках.

Используя элементы теории планирования эксперимента, а также методику расчета основных параметров, изложенную в гл. II, можно построить аппроксимирующий полином вида

$$y = \sum_{i=1}^N b_i \lambda_i; \quad (7)$$

для функциональных зависимостей (6), представленных в явном виде относительно любого критерия подобия. Здесь использованы обозначения:  $\lambda_i$  - кодированные значения критериев подобия, выбранных в качестве факторов или их смешанные произведения до  $N - 1$  порядка включительно;  $b_i$  - коэффициенты при соответствующих членах разложения.

Изучение функциональных зависимостей значительно упрощается при решении частных задач, так как в этом случае некоторые критерии подобия являются постоянными (*idem* или имеют несущественные изменения). Выполнив предварительные расчеты в определенных точках области планирования можно построить аналитические выражения удобные для применения при приближенных расчетах систем амортизации.

В главе рассмотрены частные случаи применения зависимостей (6) для приближенных расчетов. Так для конкретного вагона при неизменных значениях  $S_{1m}$ ,  $S_{2m}$  и  $q_{2m}$  максимальная деформация амортизатора, время прямого хода и время возвращения ударопоглощающих устройств в исходное положение являются функциями  $\Psi_1(\xi_{21})$  и  $\Psi_2(\xi_{22})$ . Задавая функции "формы" в виде

НТВ  
ДНУЖТ

семейства кривых, определяемых выражениями

$$\Psi(\xi) = \begin{cases} \sin^m(\sigma\xi/2\xi_0), & \text{при } \xi \geq 0 \text{ и } \xi = \xi_0; \\ \Psi_0 + (1-\Psi_0)\sin^m \frac{\pi(1-\xi)}{2(1-\xi_0)}, & \text{при } \xi \geq 0 \text{ и } \xi > \xi_0; \\ \Psi_0(1-\cos^n \frac{\sigma\xi}{2}) & \text{при } \xi < 0; \end{cases}$$

параметры  $m$  и  $n$  можно увязать с коэффициентами полноты силовых характеристик и коэффициентами необратимо поглощаемой энергии. При  $\Psi_0 = \text{const}$

$$q_{22m} = u_1(\Pi_1, \Pi_2, \eta_1, \eta_2, \xi_{01}, \xi_{02}); \quad (8)$$

$$V_0 = u_2(\Pi_1, \Pi_2, \eta_1, \eta_2, \xi_{01}, \xi_{02});$$

$$c_i = u_{i+2}(\Pi_1, \Pi_2, \eta_1, \eta_2, \xi_{01}, \xi_{02})$$

После интегрирования дифференциальных уравнений движения в определенных точках области планирования были построены полиномы второго порядка, аппроксимирующие зависимости (8), для 4-осного вагона. Результаты расчетов, выполненных с помощью приближенных формул, показали пригодность использованного подхода к приближенному расчету параметров системы амортизации.

Для 4-осного вагона построены аппроксимирующие полиномы, которые можно использовать для определения интервалов масс грузов, амортизируемых с заданными ограничениями по допускаемым ускорениям. Приведен расчет интервалов масс в зависимости от реализуемых коэффициентов полноты  $\Pi_1$ .

В четвертой главе рассматривалась задача расчета оптимальной формы дросселирующего элемента поглощающего аппарата автосцепки, для которого максимальное значение ускорений с учетом упругих колебаний вагона в заданном сечении кузова минимальное, то есть

$$\ddot{x}_{\max}(c) = \min, \quad \text{при } F \in [0, f_0];$$

где  $\ddot{x}_{\max}(c)$  - максимальное ускорение в сечении "с";  $f_0$  - верхняя граница частотного диапазона.

Для упрощения решения на основе известных результатов испытаний на соударение были сделаны следующие допущения: максимальное значение ускорений локализовано в пределах временного интервала, ограниченного сверху временем прямого хода поглощающего аппарата; упругие продольные колебания вагонов не влияют на формирование зависимости усилия в автосцепке от времени. Допущения позволяют разбить расчет максимальных ускорений  $\ddot{x}_{max}(s)$  на два независимых этапа, на которых производится:

1. определение зависимости  $S(t)$ , формируемой в результате соударения двух абсолютно твердых тел, соединенных посредством деформируемого элемента с известной силовой характеристикой;

2. определение максимального ускорения  $\ddot{x}_{max}(s)$  с учетом упругих колебаний вагона при действии усилия  $S(t)$ , рассчитанного на первом этапе.

При условии представления силовой характеристики в виде (2) для интегрирования дифференциальных уравнений движения получены аналитические формулы. В этом случае функция  $\Psi(\xi)$  задается кусочно-линейной функцией с равноотстоящими по оси аргумента узловыми точками.

Ускорения  $\ddot{x}(s, t)$  определялись в результате решения дифференциального уравнения вынужденных колебаний упруго-вязкого стержня под действием произвольной во времени силы. Расчетная схема ударяемого вагона была принята в виде стержня со ступенчатыми жесткостными и массовыми характеристиками, а также дискретными массовыми включениями. Это позволило использовать имеющиеся в литературе формулы для собственных форм  $X_p(x)$  и собственных частот  $\nu_p$  и получить выражения для обобщенной координаты  $T_p(t)$  в виде интеграла Дуамеля. Вторая

производная  $\ddot{T}_p(t)$  по времени выглядит следующим образом

$$\ddot{T}_p(t) = q_p(t) - A_p e^{a_p t} [I_{cp}(t) \sin(\omega_p t + \alpha_p) - I_{sp}(t) \cos(\omega_p t + \alpha_p)];$$

здесь обозначено  $\omega_p = (\gamma_p - h_p)^{1/2}$ ;  $h_p = \mu_T \gamma_p / 2$ ;  $a_p = -h_p$ ;

$$A_p = \gamma_p^2 / \omega_p; \quad \alpha_p = \arctg [\omega_p / (\gamma_p^2 / 2h_p - h_p)];$$

$$I_{cp}(t) = \int_0^t q_p(\tau) e^{-a_p \tau} \cos \omega_p \tau d\tau; \quad q_p(t) = S(t) X_p(0) / M_p;$$

$$I_{sp}(t) = \int_0^t q_p(\tau) e^{-a_p \tau} \sin \omega_p \tau d\tau; \quad M_p = \int_0^L m_0(x) X_p^2(x) dx + \sum_{i=1}^n M_i X_p^2(x_i)$$

Ускорения для произвольного сечения "с" в любой момент времени следует вычислять по формуле

$$\ddot{x}(c, t) = S(t) / M + \sum_{p=1}^n X_p(c) \ddot{T}_p(t);$$

откуда  $\ddot{x}_{\max}(c) = \max \{ \ddot{x}(c, t) \}$

С целью расчета оптимальной формы дросселирующего элемента поглощающего аппарата автосцепки в соответствии с приведенным алгоритмом разработана программа для ЦВМ. Программа осуществляет минимизацию ускорений  $\ddot{x}_{\max}(c)$  при помощи симплекс-метода в комбинации с методом штрафных функций. В качестве оптимизируемых параметров используются значения функции "формы" в узловых точках, а в качестве целевой функции - составная функция вида

$$M(\Psi_i) = [\ddot{x}_{\max}(c) + \sum_{i=1}^n \varphi_1(\Psi_i)] \sum_{i=1}^n \varphi_2(\Psi_i);$$

где  $\varphi_1(\Psi_i)$  - штрафная функция, учитывающая ограничения - неравенства

$$0 \leq \Psi_i \leq 1;$$

$\varphi_2(\Psi_i)$  - штрафная функция, обеспечивающая "выпуклость" силовой характеристики.

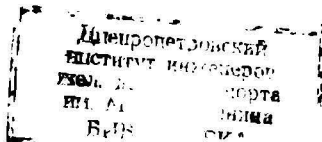
В качестве примера приведен расчет дросселирующего элемента для поглощающего аппарата 4-осного вагона. Расчет выполнялся с учетом двух тонов упругих колебаний для сечений

$x = 0$  и  $x = L$  в частотном диапазоне от 0 до 50 Гц. По-

лученные оптимальные зависимости  $\beta(q_2)$  имеют меньшие значения в начале и конце прямого хода по сравнению с аналогичной зависимостью, рассчитанной без учета упругих колебаний. Максимальная "жесткость" связи приблизительно в два раза меньше жесткости конструкции вагона. Для зависимостей  $\beta(q_2)$ , соответствующих  $x = 0$  и  $x = L$ , выполнен графический расчет глубины дросселирующих каналов с учетом полей допусков на изготовление, который показал, что в пределах выбранной точности функции  $\beta(q_2)$ , рассчитанные для сечений  $x = 0$  и  $x = L$ , самостоятельного значения не имеют и любую из них можно принять в качестве основной для расчета дросселирующего элемента.

В пятой главе рассмотрен расчет двухступенчатой системы амортизации, включающей регулируемый гидравлический амортизатор груза.

Условия эксплуатации грузовых вагонов обычно предполагают возможность транспортировки грузов в широком диапазоне масс. Это приводит к изменению режима нагружения амортизатора по сравнению с расчетным. В результате силовая характеристика изменяется таким образом, что коэффициент полноты ее падает. Для устранения указанного недостатка была предложена конструкция амортизатора со ступенчатой регулировкой параметров дросселирующего элемента, идея которого защищена авторскими свидетельствами № 706273 и № 973404. От известных гидравлических ударопоглощающих устройств этот аппарат отличается наличием регулирующего устройства, позволяющим в зависимости от массы груза дополнительно к дросселирующим каналам подключать группы отверстий, расположенные определенным образом по длине регулирующего стержня. Тем самым достигается снижение ускорений, действующих на груз, и уменьшается по-



НТБ  
ДНУЖТ

4966a

требный ход амортизатора.

Для расчета системы амортизации использованы расчетная схема и уравнения движения, приведенные в гл. II. Поведение деформируемых элементов описывается дифференциальными зависимостями, отражающими их физическую природу. Для рационализации силовой характеристики амортизатора математическое описание гидравлических ударопоглощающих устройств дополнено ограничительной "силовой характеристикой" в соответствии с выражением

$$S(q_2, \dot{q}_2) = \min \{S_1, S_2\} \quad (9)$$

Зависимость  $S_2(q_2)$  учитывает величину допускаемых ускорений.

Методика расчета системы амортизации включает четыре последовательных этапа. На первых трех этапах определяются геометрические характеристики дросселирующих элементов поглощающего аппарата и амортизатора груза, осуществляется их коррекция для промежуточных масс и находится верхний предел масс для каждой ступени регулировки. После выполнения трех этапов рассчитываются площадь и расположение дополнительных групп отверстий.

Приведен пример расчета системы амортизации 4-осного вагона. В результате расчета получены геометрические характеристики дросселирующих элементов для поглощающего аппарата и амортизатора груза, имеющего три ступени регулировки в диапазоне масс от 5 до 45 т. Расчет выполнен по программе, использующей математическое описание ударопоглощающих устройств в виде (9).

С помощью разработанной программы произведена идентификация коэффициентов гидросопротивлений для дросселирующего элемента центрального амортизатора американского вагона фирмы "Пулман-Стандарт". Идентификация выполнена по результатам испытаний на соударение и показала хорошее совпадение зависи-

НТБ  
ДНУЖТ

ности  $f(q_p)$ , рассчитанной по экспериментальной силовой характеристике, с аналогичной зависимостью, полученной на основании непосредственных измерений геометрических характеристик регулирующего стержня. Наилучшее совпадение имело место при небольших скоростях соударения (до 10 км/ч) и при расчетном коэффициенте гидросопротивлений  $\xi = 2,4 \dots 2,6$ . При увеличении скоростей соударения энергия удара в эксперименте несколько ниже теоретической, что эквивалентно соударению с меньшей скоростью. Для сравнения методик идентификация выполнена и по приближенным формулам, учитывающим уменьшение энергии удара путем введения фиктивной скорости соударения. Рассчитанная таким образом зависимость коэффициентов сил неупругого сопротивления достаточно близка к зависимости  $f(q_p)$ , полученной при измерении дросселирующего элемента, при всех скоростях соударения и значениях коэффициента гидросопротивлений  $\xi = 2,0 \dots 2,6$ .

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ

Введение безразмерной функции для описания силовых характеристик гидравлических ударопоглощающих устройств позволило разработать методику, алгоритм и программу для автоматизированного расчета на ЦВМ основных параметров двухступенчатой системы амортизации вагона.

2. С помощью методов теории подобия и размерностей получена связь параметров двухступенчатой системы амортизации и физических характеристик механической системы в виде функциональной зависимости критериев подобия.

3. Функциональные зависимости критериев подобия использованы для разработки методики приближенного расчета параметров двухступенчатой системы амортизации.

4. Предложена модель безразмерной функции "формы" с че-

НТБ  
ДНУЖТ

тырьмя степенями свободы удобная для применения при расчете параметров ударопоглощающих устройств и времени возвращения их в исходное положение.

5. Разработана методика расчета двухступенчатой системы продольной амортизации вагона, включающей амортизатор груза со ступенчатой регулировкой силовой характеристики.

6. Математическое описание гидравлических ударопоглощающих устройств дополнено ограничительной "силовой характеристикой", учитывающей величину допускаемых ускорений на грузе. Описание использовано для разработки программы, с помощью которой выполнены расчеты параметров опытного гидравлического поглощающего аппарата автосцепки ГПА-120 и амортизатора груза АГ-300. На ударопоглощающие устройства ГПА-120 и АГ-300 разработана рабочая документация.

7. По результатам испытаний на соударение выполнена идентификация коэффициентов гидросопротивлений для дросселирующего элемента центрального амортизатора вагона с плавающей хребтовой балкой фирмы "Пульман-Стандарт". Идентификация конкретизировала из множества встречающихся в литературе рекомендуемых величин значение коэффициента гидросопротивлений, применяемого для расчета гидравлических ударопоглощающих устройств.

8. Разработана методика, алгоритм и программа для расчета оптимальной формы дросселирующего элемента поглощающего аппарата автосцепки с учетом упругих колебаний вагона.

Разработанные методики внедрены в практику предприятия ЦББ ТМ и использованы для расчета перспективных систем амортизации.

Использование разработанных методик при создании рабочей документации позволило отказаться от изготовления нескольких вариантов макетных образцов поглощающего аппарата и

амортизатора груза и в результате сократить объемы и сроки испытаний по доводке гидравлических ударопоглощающих устройств.

Ожидаемый экономический эффект от внедрения ударопоглощающих устройств ПА-120 и АГ-300 на вагонах, разработанных ЦКБ ТМ, составляет 140-150 тыс. рублей в год. Эффект от внедрения данной работы оценивается в 25% от общей суммы и соответствует 35-40 тыс. рублей в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Барановский А.В. Проектный расчет параметров двухступенчатой системы продольной амортизации вагонов. - Тр. ДИИТ, 1986, с. 48-54.

2. Барановский А.В., Ратнер Б.С. Регулируемый гидравлический амортизатор. Конструкция и расчет. - Тр. ДИИТ, 1983, вып. 230/30, с. 15-19.

3. Манашкин Л.А., Ратнер Б.С., Барановский А.В. Расчет коэффициента сил неупругого сопротивления гидравлического амортизатора удара. - В кн.: Нагруженность и динамические качества механических систем. Киев: Наукова думка, 1981, с. 79-83.

4. Ратнер Б.С., Барановский А.В., Широков В.Б. Регулируемый гидравлический амортизатор, конструкция и расчет коэффициента сил гидравлического сопротивления. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта. Киев: Наукова думка, 1980, с. 118-119.

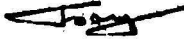
5. А.с. № 706273 СССР, МКИ В 61Ф 9/08. Гидропневматический поглощающий аппарат железнодорожного транспортного средства (Л.Д.Новиков, Т.Г.Игуменов, А.В.Барановский и др. -

НТБ  
ДНУЖТ

Опубл. 31.12.79, Бюл. № 48).

6. А.с. № 973404 СССР, МКИ В 61 6 9/16, Гидропневматический поглощающий аппарат железнодорожного транспортного средства (Н.Я.Багров, А.В.Барановский, Е.П.Вложин и др. -

Опубл. 25.11.82, Бюл. № 42).



НТБ  
ДНУЖТ

БАРАНОВСКИЙ Александр Владимирович

ЗАЩИТА ОТ ПРОДОЛЬНЫХ ПЕРЕГРУЗОК  
ЛЕГКОПОВРЕЖДАЕМЫХ ГРУЗОВ ПРИ СОУДАРЕНИИ ВАГОНОВ

05.22.07 - Подвижной состав железных дорог и трамваев

---

Подписано к печати 21.05.86 г. заказ № 95  
тираж 100 экз.

---

СМИБП НАПТИ г.Калинин