

СССР—МПС—ГУУЗ
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

БАДИКОВА Л. С.

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ НАИБОЛЬШИХ
ОЖИДАЕМЫХ ЗНАЧЕНИЙ УСИЛИЙ ПРИ ТРОГАНИЯХ
ПОЕЗДОВ С ЗАЗОРАМИ В УПРЯЖИ

Специальность 01. 025
Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры

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

Днепропетровск
1970

ДНУЖТ

403/а

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта.

Научный руководитель:

заслуженный деятель науки УССР, член-корр. АН УССР, доктор технических наук, профессор **Лазарян В. А.**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор **Никольский Л. Н.**,
кандидат технических наук, доцент **Львов А. А.**

Ведущее научно-исследовательское учреждение — Всесоюзный научно-исследовательский институт вагоностроения.

Автореферат разослан *25 сентября* 1970 г.

Защита диссертации состоится *6 ноября* 1970 г.
на заседании Ученого совета Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, г. Днепропетровск, 10, Университетская, 2, ауд.

С диссерт:

Просим Вас
мой диссертаци
слать свои отзы
г. Днепропетр
железнодорожн

Ученый секретарь

ДНУЖТ

СССР—МПС—ГУУЗ
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

БАДИКОВА Л. С.

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ НАИБОЛЬШИХ
ОЖИДАЕМЫХ ЗНАЧЕНИЙ УСИЛИЙ ПРИ ТРОГАНИЯХ
ПОЕЗДОВ С ЗАЗОРАМИ В УПРЯЖИ

Специальность 01. 025
Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры

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

Днепропетровск
1970

НТБ
ДНУЖТ

403/8

Переходные режимы движения поездов, к которым относятся такие режимы как трогание с места, торможение из кабины машиниста, торможение стоп-краном хвостового вагона и др. являются наиболее неблагоприятными, т. к. при указанных процессах возникают большие продольные усилия, которые через упряжные устройства передаются на вагон.

Расчетная схема поезда была предложена впервые Резалем. Поезд рассматривался им как система дискретных масс, соединенных упругими связями.

Для аналитических исследований указанных режимов знаменитым русским механиком Николаем Егоровичем Жуковским были указаны две расчетные схемы поезда: по первой расчетной схеме поезд вместе с локомотивом рассматривается как система абсолютно твердых тел, соединенных упругими сцепками. В дальнейшем эта расчетная схема была уточнена. Сцепки между абсолютно жесткими телами стали считать имеющими различные упругие несовершенства, а затем тела при расчете стали принимать упругими, а не абсолютно жесткими. В связи с этим в расчетную схему вводятся элементы жесткости, соответствующей жесткости упругого тела. По второй расчетной схеме, предложенной Н. Е. Жуковским, поезд представлен как сплошной упругий стержень с грузом на одном из концов. В дальнейшем В. А. Лазаряном было предложено рассматривать состав как деформируемый стержень с упругими несовершенствами. В случае размещения локомотивов по длине поезда в качестве расчетной схемы можно взять стержень с сосредоточенными грузами в местах расположения локомотивов. Усилия, возникающие при переходных режимах движения, определенные по этой расчетной схеме, при надлежащем выборе параметров системы, хорошо совпали с усилиями, полученными при экспериментальных исследованиях. Такой результат является закономерным, т. к. системы с большим конечным числом

степеней свободы и бесконечным числом степеней свободы, как указал Релей, практически, эквивалентны. Релей показал, что частоты соответствующих тонов колебаний системы с достаточно большим конечным числом степеней свободы и систем с бесконечно большим числом степеней свободы не сильно отличаются одна от другой.

Первой расчетной схемой удобно пользоваться при исследовании процессов, на течение которых зазоры в межвагонных соединениях оказывают существенное влияние. К таким режимам относятся трогание с места полностью или частично сжатых поездов, торможение сжатых поездов стоп-краном хвостового вагона и др. В случае исследования процессов, на течение которых не влияют зазоры в межвагонном соединении, удобнее пользоваться второй расчетной схемой. К таким процессам, например, относится трогание растянутых поездов, торможение растянутых поездов стоп-краном хвостового вагона и др.

Исследованиями переходных режимов занимались также А. М. Годыцкий-Цвирко, С. П. Вершинский, А. У. Галеев, Ю. И. Першиц, Ф. В. Флоринский и др. Обширные экспериментальные исследования переходных режимов были проведены Днепропетровским институтом инженеров железнодорожного транспорта и ЦНИИ МПС.

Значительное упрощение в исследовании переходных режимов вносит электрическое и электронное моделирование. Аналитическое решение, а также электрическое моделирование задачи о трогании с места растянутых поездов проведено достаточно широко. Результаты, полученные при этом сопоставлялись с результатами натурных испытаний и дали хорошее совпадение. Это позволило сделать следующие выводы:

- 1) при трогании предварительно растянутого однородного поезда наибольшее усилие в составе не превосходит касательной силы тяги локомотива при любом темпе нарастания силы тяги;

- 2) в случае очень быстрого нарастания силы тяги усилия по всей длине поезда близки к касательной силе тяги локомотива;

- 3) при очень медленном нарастании силы тяги наибольшая сила в упряжном приборе равна силе тяги на сцепке локомотива и возникает в головном сечении;

- 4) при трогании касательной силой тяги, нарастающей очень быстро, ни вес состава, ни вес локомотива не влияют

на величину усилия в головном сечении поезда. Усилие, действующее на локомотив может быть определено как:

$$S_1 = F_0 \left(1 - e^{-\frac{\alpha t}{a l}} \right) \quad \text{для } 0 < t < \frac{2l}{a},$$

где F_0 — сила тяги,

a — скорость распространения упругой волны деформаций по составу,

α — отношение веса локомотива к весу состава,

l — длина состава.

Как при аналитических исследованиях трогания сжатых поездов с зазором в межвагонном соединении, так и при экспериментальных исследованиях важно знать каким образом параметры системы, определяющие характер переходного режима и величины усилий, влияют на систему, а также хотя бы приближенно величину ожидаемого наибольшего усилия.

В первой главе настоящей работы с помощью электронного моделирования определяется влияние таких параметров как зазоры, жесткость межвагонного соединения, отношение массы локомотива к массе вагона, темп нарастания силы тяги, сопротивление поступательному движению, неоднородность состава на величины наибольшего продольного усилия $S_{\max}$ и усилия в головном сечении в момент первого удара локомотива по вагону S_{11} , а также на величины отношений $S_{\max}/S_{1\max}$ и $S_{\max}/F_0$, где F_0 — наибольшее значение силы тяги.

Величина S_{11} представляет особый интерес, т. к. ее можно получить аналитически, в результате решения простой задачи соударения двух тел (локомотива и вагона) через связь с упругими несовершенствами

$$S_{11} = S_{1\text{ст}} + S_{\text{дин max}},$$

где $S_{1\text{ст}}$ — усилие, возникающее при равномерном или равномерно ускоренном стационарном движении локомотива массой m_0 и вагона массой m под действием силы тяги F_0

$$S_{1\text{ст}} = \frac{F_0}{1 + \frac{m_0}{m}},$$

а $S_{\text{дин max}}$ для упруго-фрикционных связей:

$$S_{\text{дин max}} = k_n \sqrt{q_0^2 + \frac{v_0^2}{v^2}}$$

и S_{11} определится по формуле

$$S_{11} = S_{1\text{ст}} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2\delta k_n}{S_{1\text{ст}}}} \right), \quad (1)$$

Для решения поставленной задачи было проведено моделирование на электронных моделях трогания сжатого поезда, состоящего из 32 груженых четырехосных полувагонов и поезда из 32 груженых восьмиосных вагонов с локомотивом ВЛ-22 м в первом и во втором случае. В качестве расчетной схемы была взята система деформируемых тел, соединенных в одномерную цепочку, переходный процесс которой описывался такой системой уравнений:

$$m_0 x_0 = F_0 - S_{01}$$

$$m_1 x_1 = S_{01} - S_{12}$$

$$m_{32} x_{32} = S_{3132}$$

Жесткость межвагонного соединения при нагрузке принималась равной 1000, 2000 и 3000 т/м, а при разгрузке 500, 1000, 1500 т/м.

Величина зазора выбиралась равной 36, 54, 72 мм, а наибольшее значение силы тяги — 20, 30, 40 и 50 т. Результаты моделирования сопоставлялись с опытными данными, полученными в поездах весом 2740 т, 3000 т, состоящих из четырехосных полувагонов, оборудованных аппаратами типа Ш-1-Т. Усилия, просчитанные по формуле (1) достаточно хорошо совпали с соответствующими усилиями в различных случаях моделирования. Получены графики распределения по длине поезда отношений $S_{i\text{max}}/S_{11}$ и $S_{i\text{max}}/F_0$ для различных значений зазора межвагонного соединения, силы тяги и жесткости при нагрузке. Увеличение указанных параметров приводит к увеличению как S_{11} , так и S_{max} почти по линейному закону.

Для определения влияния такого параметра как $\alpha^* = m_0/m$, где m_0 — масса локомотива, а m — масса вагона было проведено моделирование трогания сжатого поезда, состоящего из 32 груженых восьмиосных вагонов с локомотивом ВЛ-8 ($\alpha^* = 18,4/17,2 = 1,07$) поезда, состоящего из 32 груженых че-

тырехосных полувагонов с локомотивом ВЛ-22 м ($\alpha^* = 13,4/8,55 = 1,57$) и поезда, состоящего из 32 порожних четырехосных полувагонов с локомотивом ВЛ-22 м ($\alpha^* = 13,4/2,24 = 6,1$). Построены графики зависимости S_{11} и $S_{\max}$ от α^* , а также графики распределения отношений $S_{i\max}/S_{1\max}$ и $S_{i\max}/F_0$ для поезда, состоящего из груженных вагонов и поезда из порожних вагонов с зазором межвагонного соединения 54 и 72 мм и силой тяги 20, 30 и 40 т.

Продольные усилия в поезде существенно зависят от того как быстро нарастает сила тяги локомотива от нуля до наибольшего своего значения.

Трогание однородных растянутых поездов при медленном нарастании силы тяги обследовано достаточно хорошо.

В настоящей работе влияние темпа нарастания силы тяги определялось в сжатом поезде с зазором 72 мм и жесткостью при нагрузке межвагонного соединения 2000 т/м. Рассмотрены случаи, когда сила тяги F_0 нарастала мгновенно $t=0$ и по экспоненциальному закону, так что время нарастания составляло 0,8; 4; 11 секунд. Наибольшее значение этой силы с точностью до 1% составляло 30 т.

Построены графики распределения $S_{i\max}$ по длине поезда для указанных времен набора тяги. Из графиков видно, что наибольшие усилия возникают в хвостовых сечениях поезда. С увеличением времени нарастания силы тяги от $t=0$ до $t=4$ сек усилия в головной части поезда существенно уменьшаются, в хвостовой части поезда усилия уменьшаются не очень сильно, от 78 до 73 т.

Определим время бега τ_p упругой волны разгрузки. Это время можно достаточно точно определить по осциллограмме из которой видно, что волна разгрузки бежит по растянутому стержню. Определить же время бега волны нагрузки практически невозможно, так как эта волна и вторично бежит по системе, которая в хвостовой части имеет зазоры. Зная время бега волны разгрузки, можно определить время бега волны нагрузки

$$\tau_n = \sqrt{\frac{k_p}{k_n}} \tau_p, \quad \tau_p = \sqrt{\frac{k_n}{k_p}} \tau_n.$$

Определим отношение t/τ_p , т. е. отношение времени нарастания силы тяги к времени бега упругой волны разгрузки и соответствующие им отношения $S_{\max}/F_0$. С увеличением отношения t/τ_p , отношения $S_{\max}/F_0$ уменьшаются.

ся. При отношении t/τ_p меньших 3 увеличение отношения $S_{\max}/F_0$ незначительно. Когда t/τ_p становится больше 3 отношение $S_{\max}/F_0$ уменьшается уже значительно и составляет 35%. Результаты сведены в таблицу.

Сила тяги 30 т, коэффициент поглощения энергии 50%					
τ_p (сек)	t (сек)	t/τ_p	$S_{\max}$ (т)	$S_{\max}/F_0$	Уменьше- ние отно- шения $S_{\max}/F_0$ в %
3,2	0	0	79,5	2,65	
3,2	0,8	0,26	78	2,60	2
3,2	4	1,25	74,5	2,48	7
3,2	11	3,4	58,5	1,95	35

Наличие начальной затяжки в растянутом однородном поезде делает характеристику междвагонных соединений, в принципе, нелинейной. В работе В. А. Лазаряна, С. П. Блохина, И. Г. Барбаса и Л. А. Манашкина «К вопросу о влиянии характеристик связей одномерных механических систем на переходные режимы движения» показано, что при трогании растянутых поездов вид упругой характеристики связи (мягкая, жесткая, линейная) не влияя на величину наибольшего усилия, существенно влияет на распределение наибольших усилий по длине системы. Если начальная затяжка $S_0 \ll F_0$ (F_0 — сила тяги), то влияние ее на систему слабое и характер распределения отношений $S_{i\max}/F_0$ будет ближе к распределению отношений в случае $S_0=0$ (линейная характеристика).

С увеличением величины начальной затяжки характер распределения отношений $S_{i\max}/F_0$ по длине поезда приближается к распределению отношений в случае мягкой упругой характеристики связи. Когда величина начальной затяжки соизмерима с силой тяги, характер распределения отношений начинает вновь приближаться к распределению в случае линейной характеристики.

При трогании сжатого поезда с зазорами в упряжи наличие начальной затяжки до 20 т не оказывает существенного влияния на распределение усилий по длине поезда.

Распределение наибольших усилий по длине поезда зависит от сил сопротивления поступательному движению. Для определения этой зависимости моделировался растянутый и сжатый поезд. Сила сопротивления поступательному движению принималась типа сухого трения: $F_{\text{сопр}} = mg f \operatorname{sign} v$ и $F_{\text{сопр}} = mg f(v)$ — сила трения с падающей характеристикой. Коэффициент трения выбирался равным 0,005; 0,01; 0,015; 0,02. Жесткость междвагонного соединения при нагрузке 1000 т/м. Величина зазора и силы тяги варьировалась $\delta = 36, 54, 72$ мм и $F_0 = 20, 30, 40, 60$ т. Были построены графики распределения наибольших усилий по длине поезда. Введение сил сопротивления поступательному движению сильно сказывается на величине усилий в хвостовых сечениях сжатого поезда и почти не проявляется в головных сечениях. С увеличением силы тяги влияние сопротивления поступательному движению сказывается меньше, как в системе с зазором (сжатый поезд) так и без зазора (растянутый поезд). При моделировании растянутого поезда было получено, что можно подобрать коэффициент сухого трения, при котором распределение максимальных усилий будет такое же, как и в случае падающей характеристики.

Большое влияние на распределение усилий в поезде оказывает неоднородность состава. В работе Е. П. Блохина «О влиянии неоднородности поезда на динамические усилия, возникающие в упряжных приборах при трогании с места» обследовано трогание полностью растянутых поездов.

Для определения влияния неоднородности в настоящей работе было проведено моделирование сжатого неоднородного поезда, состоящего из 13 порожних и 13 груженых четырехосных полувагонов, т. к. имелся экспериментальный материал с такой же схемой неоднородности.

Результаты электронного моделирования сопоставлялись с опытными данными, полученными при испытании аналогичных натурных поездов. Построены графики распределения по длине поезда отношений $S_{i\max}/S_{1\max}$ для различных зазоров в соединении (54 и 72 мм) и различных величинах силы тяги (20, 25 и 30 т), а также проведено сопоставление распределений отношений $S_{i\max}/S_{1\max}$ в неоднородном поезде с распределением этих отношений в однородном поезде.

Подвижной состав железных дорог СССР оборудован в основном упруго-фрикционными поглощающими аппаратами, для которых характерно отсутствие стабильности в работе,

поэтому характеристики межвагонных соединений сильно отличаются друг от друга. Тем не менее при экспериментальных исследованиях переходных режимов движения поездов выявляются общие, интегральные свойства всей системы.

Значения параметров системы, полученные при рассмотрении процессов, происходящих в ней, когда проявляются свойства всей совокупности амортизаторов одного типа будем называть интегральными значениями.

Интегральные значения параметров необходимы для аналитических исследований и моделирования переходных процессов.

Вторая глава работы посвящена отысканию значений этих параметров по результатам натурных испытаний для таких переходных процессов, на течение которых не оказывают влияния зазоры в упряжи.

Показано, что в этом случае систему можно считать линейной. Для этого было использовано то положение, что в линейных системах время бега волны не зависит от величины приложенной силы, в системах с жесткой характеристикой время бега волны уменьшается с увеличением силы, а в системах с мягкой характеристикой увеличивается. Обследовались грузовые поезда, оборудованные поглощающими аппаратами типа Ш-1-Т в одном случае и типа Ш-2-Т в другом. Определялось время T_1 — бега первой волны нагрузки и время T_2 — бега волны разгрузки при разных уровнях сил. Результаты обработки показали, что при аппаратах Ш-1-Т система ведет себя как линейная, при аппаратах Ш-2-Т и уровне сил от 30 до 60 т при нагружении, т. е. когда аппараты еще работают система ведет себя как мягкая.

В пассажирских поездах, оборудованных аппаратами ЦНИИ-Н-6, Р-2П, Р-4П промежуток времени $2T_2$ между двумя первыми минимумами продольного усилия в головном сечении определить не удалось. Для них определялся промежуток времени $\tau_1 = T_1 + T_2$ от начала нарастания усилий в головном сечении до первого минимума. В случае аппаратов ЦНИИ-Н-6 и уровне сил от 10 до 20 т система ведет себя как линейная, в случае аппаратов типа Р-2П и Р-4П и уровнях сил, соизмеримых с величиной начальной затяжки этих аппаратов, системы ведут себя как мягкие. При уровнях, значительно превышающих величину начальной затяжки, системы можно считать линейными. В работе результаты сведены в таблицы.

Для интегральной оценки поведения системы были ис-

пользованы распределения по длине состава отношений $S_{i\max}/S_{i\text{ст}}$. Существенное влияние оказывает вид упругих характеристик соединений на изменение крутизны нарастания сил, т. е. на производные $\dot{S}$ по времени. Поэтому для оценки были использованы также распределения отношений $\dot{S}_{i\max}/\dot{S}_{1\max}$. значения указанных отношений определялись по опытным осциллограммам, записанным в поездках с натурными грузовыми поездами. Для сравнения были насчитаны значения динамических коэффициентов и отношений $\dot{S}_{i\max}/\dot{S}_{1\max}$ аналитически в системе линейной, с жесткой силовой характеристикой и с мягкой силовой характеристикой. Построены графики распределения $\dot{S}_{i\max}/\dot{S}_{1\max}$ и $S_{i\max}/S_{i\text{ст}}$ по данным опытных поездок и на них нанесены кривые, полученные при аналитическом счете на ЭЦВМ «Урал-3» системы с указанными силовыми характеристиками.

Сопоставление результатов, полученных экспериментально с аналитическим решением показало, что системы с аппаратами Ш-1-Т, Ш-2-Т и ЦНИИ-Н-6 можно считать линейными. Воспользовавшись этим обстоятельством можно достаточно просто найти численные значения параметров, определяющих упругие свойства составов по результатам натуральных испытаний.

Описано три способа обработки натуральных осциллограмм, по результатам которых можно определить жесткость конструкции и жесткость амортизатора. Первый способ состоит в следующем. В работе В. А. Лазаряна «О динамических усилиях, возникающих в упряжных приборах при трогании с места растянутых грузовых поездов» показано, что промежуток времени между первым и вторым минимумом усилий равен

$$\tau = \frac{9,4l}{4a_k}, \text{ где } l — \text{длина стержня, } a — \text{скорость распростра-}$$

нения волн упругих деформаций по конструкции, т. к. в это время аппараты перестали сжиматься после первого натяжения поезда, а промежуток времени τ_1 от начала нарастания усилия в головном сечении до первого минимума равен

$$\tau_1 = \frac{l}{a_n} + \frac{5l}{4a_k}. \text{ На основании этого, определив в опытах про-}$$

межутки времени τ_1 и τ отыскивались скорости a_n и a_k затем и соответствующие им жесткости системы в тот период, когда поглощающие аппараты еще работают (сжимаются в процессе натяжения поезда) и жесткость системы после того, как аппараты сжались и выключились. Таким способом на-

ходились жесткости грузовых составов, оборудованных аппаратами Ш-1-Т, Ш-2-Т.

Второй способ обработки основан на том, что при трогании поездов с предварительно выбранными зазорами и соединениями, оборудованными поглощающими аппаратами с начальной затяжкой, вдоль состава распространяются две волны нагружения. Приход в сечение первой волны соответствует появлению в нем усилий $S \leq S_0$, т. е. усилий не превышающих начальную затяжку. Так как при $S \leq S_0$ поглощающие аппараты не работают, то распространение первой волны происходит со скоростью a_k распространения волны по конструкции. Вторая волна нагрузки распространяется со скоростью a_n . С приходом ее начинается сжатие поглощающих аппаратов и более интенсивный рост усилий. В соответствии с этим по осциллограммам усилий и сжатий соединений натурных опытов в достаточно удаленных друг от друга сечениях определяется промежутки времени τ^* и τ_1^* , соответствующие в начальный момент трогания распространению возмущений по конструкции и по системе «конструкция — амортизатор». Зная расстояние l между сечениями в которых регистрируются усилие и сжатие соединения, можно вычислить скорости: $a_k = \frac{l}{\tau^*}$, $a_n = \frac{l}{\tau_1^*}$ и соответствующие

жесткости k_k и k_n .

Интегральные значения параметров можно найти так же по времени τ распространения импульса вдоль растянутой части состава. Это время определялось по осциллограммам усилий в двух удаленных друг от друга сечениях.

По осциллограмме сжатий можно определить работают ли аппараты или нет. Зная расстояние между сечениями и время распространения импульса от сечения к сечению можно определить скорость распространения возмущений и соответствующую ей жесткость. Жесткость самого амортизатора была определена по силовым характеристикам $S_i = kq_i$, где q_i — суммарное сжатие двух аппаратов в i -ом межвагонном соединении, которые были получены в результате обработки натурных осциллограмм и построены точечные диаграммы $S_i(q_i)$. Построив такую диаграмму общую для нескольких сечений и составив корреляционное уравнение, можно определить усредненное значение жесткости k_a амортизаторов (на соединение) данного типа. С другой стороны, получив жесткость соединения при нагрузке и жесткость конструкции

можно определить жесткость амортизатора при нагрузке:

$$k_{ан} = \frac{2a_n^2}{1 - \left(\frac{a_n}{a_k}\right)^2} \frac{m}{l^2},$$

где m — масса вагона;

l — длина вагона.

В работе результаты приведены в таблицах. Удовлетворительное совпадение результатов, полученных разными путями, подтверждает правильность предлагаемых методик обработки натурных осциллограмм.

По осциллограммам усилий в связях и сжатий поглощающих аппаратов была определена величина усилия S_0 начальной затяжки амортизаторов, как сила, при которой начинают сжиматься аппараты в данном соединении. Величины S_0 , найденные по большому числу регистраций усилий в разных сечениях получены для аппаратов Ш-2-Т, ЦНИИ-Н-6, Р-2П и Р-4П.

Получены также значения параметров μ' и η , характеризующих затухание колебаний системы для аппаратов типа Ш-1-Т, Ш-2-Т, ЦНИИ-Н-6, Р-2П, Р-4П с использованием электрического моделирования. Результаты исследований приведены в работе.

Проведенное электрическое моделирование трогания сжатых поездов с зазорами в межвагонном соединении позволило решить задачу определения наибольших ожидаемых усилий. Решению этой задачи посвящена **III глава** настоящей работы. Усилие между локомотивом и первым вагоном в момент первого удара можно рассчитать аналитически (см. формулу (1)). Предположим, что наибольшее усилие в поезде при трогании его с места быстро нарастающей силой тяги можно определить как: $S_{\max} = A \cdot S_{11}$, где A — коэффициент, равный $S_{\max}/S_{11}$.

Варьируя параметры системы было получено значение A для различных поездов. Так, для поезда, состоящего из 32 груженых четырехосных полувагонов с локомотивом ВЛ-22 и жесткостью межвагонных соединений 2000 т/м, коэффициент A получен равным $1,30 \pm 0,06$, а для поезда из 32 восьмиосных полувагонов с локомотивом ВЛ-8 и такой же жесткостью межвагонных соединений $1,22 \pm 0,06$. Аналогично были получены значения коэффициентов для указанных поездов с жесткостью межвагонных соединений 1000 т/м и

3000 т/м. Результаты сведены в таблицы. Значение коэффициента A , полученное при моделировании сопоставлялось с значением этого же коэффициента, насчитанным по данным опытных поездок с натурными поездами различного веса (1380, 2340, 4100, 6000, 8000 и 10000 т), оборудованными поглощающими аппаратами Ш-1-Т и Ш-2-Т. Были использованы специальные опыты, т. е. трогание производилось по указанию руководителя поездок и соответствует неблагоприятному случаю трогания полностью сжатого поезда быстро нарастающей силой тяги. Значение коэффициента A , полученное при моделировании достаточно хорошо согласуется со значением, полученным по опытным данным. При обработке опытных данных было обнаружено, что не всегда усилие S_{11} совпадает с $S_{1\max}$, поэтому в таких опытах был насчитан коэффициент $A_1 = S_{\max} / S_{1\max}$. Этот коэффициент был определен для сжатых, частично сжатых поездов при трогании их быстро нарастающей силой тяги, а также в поездах произвольного состояния при трогании их с места по усмотрению машиниста. Этот случай имеет особый интерес, т. к. соответствует каждодневной практике вождения железнодорожных составов.

Для всех указанных случаев проведена оценка наибольшего усилия по приложенной силе тяги, как: $S_{\max} = BF_0$. Сила тяги в опытах с натурными поездами определялась из условия, что при стационарном режиме движения усилие в головном сечении определяется как: $S_1 = \frac{F_0}{1 + \alpha}$, где α — отношение веса локомотива к весу состава.

Из этого соотношения был определен масштаб записи силы тяги и величина силы тяги, приложенная к составу при трогании его с места. Результаты, полученные в работе, приведены в таблицах.

Выводы

Проведенное электронное моделирование трогания сжатого поезда с зазорами в междувагонных соединениях позволило выявить влияние различных параметров системы на величину усилий, возникающих в сечениях состава. Так было установлено, что увеличение силы тяги, зазора в междувагонном соединении (от 36 до 72 мм), жесткости соединения (от

1000 до 3000 т/м) приводит к увеличению практически по линейному закону как наибольшего усилия в поезде $S_{\max}$ так и усилия S_{11} , возникающего в момент первого удара локомотива по вагону в головном сечении.

Наличие начальной затяжки в амортизаторе растянутого поезда мало сказывается на величине усилий в головном сечении и значительно уменьшает усилия в хвостовой части поезда. При трогании сжатого поезда наличие начальной затяжки величиной до 20 т не оказывает существенного влияния на распределение усилий по длине поезда.

С увеличением отношения массы локомотива к массе вагона $\left(\frac{m_0}{m} = \alpha^*\right)$ увеличивается длина состава, на которой $S_{\max} = F_0$ в растянутом поезде. При моделировании сжатого поезда было получено, что увеличение отношения массы локомотивов к массе вагона не приводит к изменению наибольшего усилия в поезде. Усилия в головном сечении с увеличением отношения m_0/m уменьшаются. Так, в груженом составе из четырехосных полувагонов и локомотива ВЛ-22 м ($\alpha^* = 1,57$) усилие в головном сечении оказалось 55 т, а в таком же составе порожнем ($\alpha^* = 6,1$) 30 т (остальные параметры системы одинаковые).

При моделировании трогания с учетом сил сопротивления поступательному движению типа сухого трения как растянутого, так и сжатого поезда было получено, что введение сил сопротивления поступательному движению приводит к значительному уменьшению сил в хвостовых сечениях поезда и не влияет на величину усилия в головном сечении. Влияние сил сопротивления поступательному движению на распределение усилий по длине поезда сказывается сильнее с уменьшением силы тяги. С увеличением силы тяги влияние сопротивления сказывается меньше.

Темп нарастания силы тяги влияет на величину усилий в сжатом поезде существенно, только когда отношение времени нарастания силы тяги к времени бега упругой волны разгрузки становится больше 3. В этом случае отношение $S_{\max}/F_0$ уменьшается на 30—35%.

Неоднородность сжатого поезда приводит к увеличению наибольшего усилия в составе. По-разному влияют указанные параметры на отношение $S_{\max}/S_{1\max}$. От увеличения зазора междувагонного соединения от 36 до 72 мм отношение $S_{\max}/S_{1\max}$ уменьшается на 12—18%. Аналогично за-

висит это отношение и от жесткости междывагонного соединения. Увеличивая $k_{\text{н}}$ от 1000 т/м до 3000 т/м мы снижаем отношение $S_{\text{max}}/S_{1\text{max}}$ на 12—15%. Изменение силы тяги слабо сказывается на величине отношения $S_{\text{max}}/S_{1\text{max}}$ (лежит в пределах точности моделирования). Обратное действие оказывает зазор междывагонного соединения в неоднородном поезде, а увеличение силы тяги в неоднородном поезде приводит к уменьшению отношения $S_{\text{max}}/S_{1\text{max}}$.

Введение неоднородности в сжатый поезд резко увеличивает отношение $S_{\text{max}}/S_{1\text{max}}$ (в однородном — 1,37, в неоднородном — 2,15). Увеличение такого параметра как отношение массы локомотива к массе вагона $\frac{m_0}{m} = \alpha^*$ также

приводит к значительному росту отношения $S_{\text{max}}/S_{1\text{max}}$ в однородном поезде.

Определено также поведение отношения S_{max}/F_0 . От увеличения зазора междывагонного соединения это отношение увеличивается. Аналогично влияет жесткость соединения, а сила тяги оказывает обратное действие.

Влияние отношения $\frac{m_0}{m} = \alpha^*$ на отношение $S_{i\text{max}}/F_0$

сильно сказывается в головных сечениях: в груженом поезде $S_{i\text{max}}/F_0$ значительно больше чем в порожнем. В хвостовых сечениях отношения $S_{i\text{max}}/F_0$ практически одинаковые в обоих поездах.

При определении экспериментально интегральных параметров системы при троганиях растянутых поездов было получено, что:

1) поезда, оборудованные поглощающими аппаратами Ш-1-Т, Ш-2-Т, ЦНИИ-Н-6 можно рассматривать как системы линейные;

2) этот вывод распространяется и на резинометаллические аппараты Р-2П, Р-4П, если уровень силы тяги значительно превышает величину усилия начальной затяжки.

Предложены три методики обработки натурных осциллограмм, в результате применения которых получена величина продольной жесткости конструкции четырехосных вагонов, оборудованных аппаратами Ш-1-Т, шестиосных вагонов, оборудованных аппаратами Ш-2-Т и цельнометаллических пассажирских вагонов, оборудованных аппаратами ЦНИИ-Н-6, Р-2П и Р-4П.

Определена величина жесткости поглощающего аппарата, а также системы «конструкция — амортизатор» и величина усилия начальной затяжки. Совпадение значений параметров, полученных совершенно разными способами подтверждает правильность предложенных методик обработки натуральных осциллограмм. Найденные параметры дают возможность при аналитических расчетах и электронном моделировании получить качественную картину процессов, происходящих в поездах.

Получена величина коэффициентов нарастания усилий $A = \frac{S_{\max}}{S_{11}}$, $A_1 = \frac{S_{\max}}{S_{1\max}}$ и $B = \frac{S_{\max}}{F_0}$ при моделировании

и в опытных поездках с натурным поездом в случае трогания сжатых, частично-сжатых поездов и поездов с произвольным распределением зазоров быстро нарастающей силой тяги, медленно нарастающей силой тяги, а также с произвольным временем нарастания. Значения коэффициентов, полученных при моделировании, достаточно хорошо согласуются с значениями, полученными при обработке данных натурального поезда и позволяют приближенно оценить наибольшее усилие, возникающее при трогании сжатых поездов с зазорами в межвагонных соединениях через усилие, возникающее в головном сечении в момент первого удара, как:

$$S_{\max} = A \cdot S_{11},$$

через наибольшее измеренное усилие головного сечения, как:

$$S_{\max} = A_1 S_{1\max}$$

и

$$S_{\max} = B F_0$$

через приложенную силу тяги.

Коэффициенты A , A_1 и B получены для поездов, составленных из четырехосных и шестиосных полувагонов, оборудованных аппаратами типа Ш-1-Т и Ш-2-Т при уровне силы тяги от 20 до 60 т.

40319

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

Е.П. Блохин

1. В. А. Л а з а р я н, И. Г. Б а р б а с, Л. С. Б а д и к о в а, Е. В. Ю с-
п и н а. Исследование работы поглощающих аппаратов автосцепки в по-
ездах. Труды ДИИТа, вып. 68, Транспорт, 1967

2. Л. С. Б а д и к о в а, А. В. Р ы ж о в, Л. А. Т у р. Влияние длины и
веса поезда с зазорами в связях на усилия, возникающие при трогании.
Тезисы докладов Первой республиканской конференции молодых ученых-
железнодорожников, Днепропетровск, 1969.

3. А. В. Р ы ж о в, Л. А. Т у р, Л. С. Б а д и к о в а. Влияние сопротив-
ления поступательному движению на переходные режимы поездов. Тези-
сы докладов Первой республиканской конференции молодых ученых-
железнодорожников, Днепропетровск, 1969.

**Перечень конференций, на которых представлены и обсуждены доклады
по теме диссертации:**

1. На 30 научно-технической конференции профессорско-преподава-
тельского состава Брянского института транспортного машиностроения,
Брянск, 1968.

2. На Первой республиканской конференции молодых ученых-железно-
дорожников. Днепропетровск, 1969.

3. На семинаре по механике ДИИТа, Днепропетровск, 1970.

НТБ
ДНУЖТ

БТ 00094. Областная книжная типография
Днепропетровского областного управления по печати,
г. Днепропетровск, ул. Серова, 7.
Зак. № 1539-м. Тираж 160. Объем 1,25 п. л. Подписано к печ. 30.VI. 1970 г.

НТБ
ДНУЖТ