

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

И. М. БЕНДАС

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ  
ТОРМОЖЕНИЯ ПРИЦЕПНОГО  
АВТОМОБИЛЬНОГО ПОЕЗДА

*Автореферат*

*диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук*

Харьков. — 1970 г.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
У С С Р

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Бендас И.М.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ ПРИЦЕПНОГО  
АВТОМОБИЛЬНОГО ПОВЕЗДА

(05.195. "Автомобили и тракторы")

Автореферат диссертации на соискание ученой  
степени кандидата технических наук

*Уважаемому Валентину Михайловичу*  
*от автора*

*Иванов* 23 августа 1971 г.

Харьков - 1970

Работа выполнена на кафедре "Автомобили" Харьковского автомобильно-дорожного института.

Научный руководитель — доктор технических наук,  
профессор Гредескул А.Б.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор                      Островцев А.Н.  
кандидат технических наук, доцент                      Лиходей А.М.

Ведущее предприятие — Кременчугский автомобильный завод  
имени 50-летия Советской Украины.

Автореферат разослан " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 1970 г.

Защита диссертации состоится " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 197 г.  
на заседании Ученого Совета Харьковского автомобильно-дорожного  
института (г. Харьков, 78, ул. Петровского, 25, актовое зал  
института).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета  
кандидат технических наук,  
доцент

РУДНЕВ В.К.

## В В Е Д Е Н И Е

Непрерывный рост интенсивности движения на автомобильных дорогах Советского Союза требует быстрого и правильного решения проблемы улучшения тормозных свойств автомобилей и автомобильных поездов как наиболее прогрессивных типов подвижного состава автомобильного транспорта.

К тормозным системам автомобильного поезда предъявляются особые требования в отношении распределения тормозных усилий между осями. Обеспечение синхронности и одинаковой максимальной эффективности действия тормозов на всех осях и по отношению к другим автомобильным транспортным средствам усложняется, по сравнению с двухосными автомобилями, наличием большего числа осей и шарнирной упругой связи между звеньями автопоезда. При этом необходимо, чтобы затормаживаемый автопоезд был управляем и не терял устойчивости.

Для удовлетворения этих требований необходимо дальнейшее исследование динамики торможения автопоездов.

Большой вклад в разработку теории торможения автопоездов внесли советские ученые: Ю.Б.Беленький, А.С.Брыков, Н.А.Гхарин, А.Б.Гредескул, Я.Х.Закин, Н.Ф.Метлюк, В.Г.Розанов, А.А.Хачатуров, М.М.Шукин и др., а также зарубежные ученые. *O. Dietz, M. Mitschke, Z. Koutrny, S. Runge* и др.

Анализ опубликованных работ показал, что динамика торможения седельных автопоездов исследована в достаточно степени. ж2

как для прицепных автопоездов имеется еще много нерешенных вопросов. Учитывая это обстоятельство и ранее указанные особенности торможения, в настоящей работе объектом исследования принят автомобильный поезд, состоящий из тягача и одного двухосного прицепа. При этом были поставлены следующие задачи:

1. Исследовать динамическое взаимодействие звеньев автопоезда при его торможении. При этом рассмотреть относительные перемещения звеньев автопоезда с различными тормозными диаграммами в динамической и статической стадиях процесса торможения и получить зависимости для определения величины и направления действия усилия в сцепном устройстве.

2. Исследовать влияние распределения тормозных сил по осям на процесс торможения автопоезда с учетом динамического взаимодействия в сцепном устройстве. При этом рассмотреть явление заноса различных осей и "складывание" автопоезда при торможении, разработать методики выбора рационального постоянного и регулируемого по статическим нагрузкам соотношений тормозных сил между осями, исследовать влияние прицепа на работу регулятора тягача и дать рекомендации по выбору метода регулирования, типа и количества регуляторов для прицепного автопоезда.

3. Проверить основные теоретические положения экспериментально на примере реального автомобильного поезда.

#### ДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЗВЕНЬЕВ АВТОМОБИЛЬНОГО ПОЕЗДА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Изучение явления динамического взаимодействия в сцепном устройстве затормаживаемого автопоезда было начато с исследования относительных перемещений звеньев его в динамической стадии торможения, а также в начальный период статической стадии процесса.

С целью упрощения рассматриваемого явления, исследовался автопоезд у которого предполагалось отсутствие упругого элемента в сцепке, а сцепное устройство могло свободно перемещаться в направлении относительного перемещения звеньев автопоезда. Пренебрегая при этом усилием в сцепном устройстве, возникающим при наличии упругого элемента, можно с достаточной точностью исследовать характер относительных перемещений звеньев автопоезда при его торможении, т.е. по полученным значениям величин относительных перемещений, несколько отличающимся от действительных значений, можно судить о направлении действия усилия в сцепном устройстве реального автопоезда.

Исследования проведены для принятого примерного автопоезда (ЗИЛ-130 + ИАПЗ-754 Т) с различной нагрузкой на его звенья при двух различных типах тормозных диаграмм: "идеальной" и "расчетной". "Идеальной" принято считать такую тормозную диаграмму, у которой начало и окончание нарастания тормозных усилий на колесах происходит одновременно; "расчетной" - когда начало и окончание нарастания тормозных усилий на колесах тягача происходит по времени раньше, чем на колесах прицепа. Для обеих диаграмм удельные тормозные силы на осях могут иметь произвольные значения.

Проведенные исследования показали, что совершенствование тормозной системы автопоезда, с целью приближения его тормозной диаграммы к "идеальной", еще не решает вопроса устранения динамического взаимодействия в сцепном устройстве при эксплуатации автопоезда с переменной нагрузкой на его звенья. Величина и направление возникшего в сцепном устройстве усилия определяются соотношением весов звеньев автопоезда и величин тормозных усилий на их колесах, а также величиной отставания начала торможения прицепа от начала торможения тягача.

Величины усилий в сцепном устройстве соответственно с упругим элементом (пружиной)  $Q_1$  и  $Q_2$  и в жесткой сцепке  $Q_{ж1}$  и  $Q_{ж2}$

определяются следующими уравнениями:

- при динамической стадии торможения:

$$Q_1 = P(\beta_T - \gamma_T) \frac{1}{t_0} (t_1 - \frac{1}{\omega} \sin \omega t_1); \quad (1)$$

$$Q_{ж1} = P(\beta_T - \gamma_T) \frac{t_1}{t_0}; \quad (2)$$

- при статической стадии торможения:

$$Q_2 = P(\beta_T - \gamma_T) \left\{ 1 + \frac{1}{\omega t_0} [\sin \omega t_2 - \sin \omega (t_0 + t_2)] \right\}; \quad (3)$$

$$Q_{ж2} = P(\beta_T - \gamma_T); \quad (4)$$

где:  $P$  - общее тормозное усилие автопоезда:

$$P = P_T + P_n = P_1 + P_2 + P_3 + P_4; \quad (5)$$

$P_T$  и  $P_n$  - общее тормозное усилие соответственно тягача и прицепа;

$P_1, P_2, P_3$  и  $P_4$  - тормозные усилия на осях автопоезда;

$\beta_T$  и  $\beta_n$  - коэффициенты распределения тормозных сил соответ-

ственно для тягача и прицепа:

$$\left. \begin{aligned} \beta_T &= \frac{P_T}{P} = \frac{P_1 + P_2}{P} = \beta_1 + \beta_2 = 1 - \beta_n; \\ \beta_n &= \frac{P_n}{P} = \frac{P_3 + P_4}{P} = \beta_3 + \beta_4 = 1 - \beta_T; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$\beta_1, \beta_2, \beta_3$  и  $\beta_4$  - коэффициенты распределения тормозных сил для осей автопоезда;

$\gamma_T$  и  $\gamma_n$  - весовые коэффициенты соответственно для тягача

и прицепа:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_T &= \frac{G_T}{G} = \frac{G_1 + G_2}{G} = \gamma_1 + \gamma_2 = 1 - \gamma_n; \\ \gamma_n &= \frac{G_n}{G} = \frac{G_3 + G_4}{G} = \gamma_3 + \gamma_4 = 1 - \gamma_T; \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$G$  - общий вес автопоезда:

$$G = G_T + G_n = G_1 + G_2 + G_3 + G_4; \quad (8)$$

$G_T$  и  $G_n$  - вес соответственно тягача и прицепа;

$G_1, G_2, G_3$  и  $G_4$  - статические нагрузки на соответствующие оси автопоезда;

$t_0$  - продолжительность срабатывания тормозной системы автопоезда;

$t_1$  и  $t_2$  - текущие координаты по времени;

$\omega$  - частота собственных колебаний системы:

$$\omega = \sqrt{\frac{cg}{\gamma_T \gamma_n G}}; \quad (9)$$

$c$  - жесткость упругого элемента в сцепке;

$g$  - ускорение силы тяжести.

Уравнения 1 - 4 получены решением следующей системы дифференциальных уравнений (рис. 1):

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{G_T}{g} \ddot{X}_T &= -P_T \pm Q; \\ \frac{G_n}{g} \ddot{X}_n &= -P_n \mp Q; \end{aligned} \right. \quad (10)$$

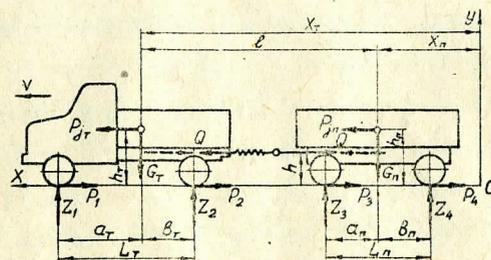


Рис. 1. Схема сил, действующих на автопоезд.

Уравнения 1 - 4 записаны в таком виде, что при торможении

автопоезда в сцепном устройстве будет:

$$- \text{отсутствовать усилие при: } \beta_T = \gamma_T; \quad (11)$$

$$- \text{возникать усилие сжатия при: } \beta_T > \gamma_T; \quad (12)$$

$$- \text{действовать усилие растяжения при: } \beta_T < \gamma_T. \quad (13)$$

#### ВЛИЯНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ОСЯМИ НА ДИНАМИКУ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ПОЕЗДА

При решении второй поставленной задачи были получены уравнения нормальных реакций на осях автопоезда с учетом действия усилия в сцепном устройстве:

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= G\gamma_T \frac{b_T}{L_T} + P \frac{1}{L_T} [\beta_T h + \gamma_T (h_T - h)]; \\ Z_2 &= G\gamma_T \frac{a_T}{L_T} - P \frac{1}{L_T} [\beta_T h + \gamma_T (h_T - h)]; \\ Z_3 &= G\gamma_n \frac{b_n}{L_n} + P \frac{1}{L_n} [\beta_n h + \gamma_n (h_n - h)]; \\ Z_4 &= G\gamma_n \frac{a_n}{L_n} - P \frac{1}{L_n} [\beta_n h + \gamma_n (h_n - h)]; \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Эти уравнения отличаются от подобных, приведенных в специальной литературе, тем, что они автоматически учитывают направление действия усилия  $Q$  в сцепном устройстве.

Увеличение моментов на колесных тормозных механизмах, с целью повышения эффективности торможения, приводит к опережающему блокированию колес одной из осей автопоезда с последующим доведением до блока или при отсутствии блокирования колес остальных осей. Боковая устойчивость заблокированного колеса будет равна нулю. С этой точки зрения большой интерес представляет исследование явления заноса заблокированных колес различных осей и "складывание" автопоезда при торможении.

В работе были исследованы схемы заноса каждой оси автопоезда

при отсутствии и наличии усилий в сцепном устройстве. Результат исследования оценивался по знаку углового ускорения поворота звена автопоезда, ось которого подвергалась заносу.

В качестве примера приведены схемы заноса передней оси тягача (рис. 2). На первой схеме (а) показан автопоезд с действующими на него усилиями в начальном положении заноса при отсутствии усилия  $Q$  в сцепном устройстве, на остальных схемах (б, в и г) - в промежуточном положении заноса соответственно при отсутствии усилия и при растягивающем и сжимающем усилиях  $Q$  в сцепке. Для упрощения чертежей на рис. 2, б на том звене автопоезда, ось которого подвергается заносу, показаны скорости и ускорения характерных, интересующих нас, точек и только недостающие усилия по отношению к рис. 2, а. Также на рис. 2, в и 2, г показано действие только усилия  $Q$  на звенья автопоезда. Остальные усилия не показаны, они такие же, как на рис. 2, а и 2, б.

Полагаем, что заблокированные колеса передней оси под действием случайной боковой силы  $S$  получили некоторую боковую скорость скольжения  $V_1'$ , в результате чего тягач в данный момент поворачивается около некоторого мгновенного центра вращения  $O_T$ . Между колесами передней оси тягача и дорогой возникает реакция  $R_1$ , направленная противоположно результирующей скорости  $V_1$ , появляется центробежная сила  $F_T$  центра тяжести  $C_T$  тягача, инерционный момент  $M_{JT}$  и боковая реакция  $Y_2$  на задних колесах тягача. При отклонении тягача на угол  $\sigma$  (рис. 2, б) в сцепном устройстве появится усилие  $N$ , тангенциальная составляющая которого возникает за счет деформации упругого элемента на величину  $m_T + m_n$ .

В диссертации приведены уравнения для определения всех вышеуказанных сил и моментов.

Из условия равновесия системы сил по отношению к вертикальной оси, проходящей через центр тяжести  $C_T$  тягача, было получено

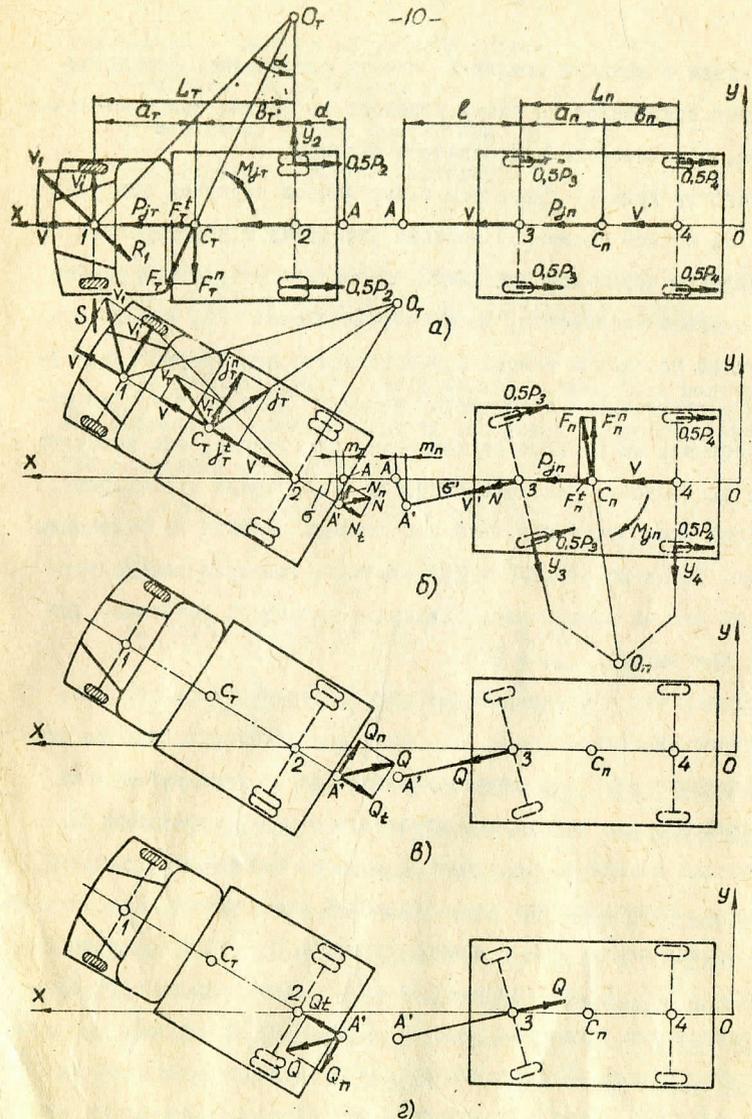


Рис.2. СХЕМЫ ЗАНОСА ПЕРЕДНЕЙ ОСИ ТЯГАЧА АВТОПОЕЗДА

- II -

следующее уравнение (при принятом  $\sin \alpha = \operatorname{tg} \alpha = \frac{L_T}{R}$ ):

$$\frac{d\omega}{dt} = - \frac{b_T}{b_T^2 + \rho_T^2} \left[ \frac{1}{R} (v^2 + \varphi g m_T L_T) + (N_n - Q_n) \frac{g}{G \delta_T} \frac{d}{b_T} \right]; \quad (15)$$

где:  $\rho_T$  - радиус инерции массы  $\frac{G}{g} \delta_T$  тягача относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести  $C_T$ ;  $R$  - мгновенный радиус поворота тягача;  $m$ , - коэффициент перераспределения веса для передней оси тягача при торможении автопоезда.

Согласно уравнению 15 угловое ускорение  $\frac{d\omega}{dt}$  получается отрицательным, т.е. начавшийся занос передней оси тягача весьма быстро и автоматически прекращается, причем это происходит тем быстрее, чем больше скорость  $V$  автопоезда и чем больше усилие  $(N_n - Q_n)$ , что зависит от величины угла  $\beta$  отклонения тягача от прямолинейного движения автопоезда и направления действия усилия  $Q$ .

При повороте дышла на угол  $\beta'$  прицеп начнет поворачиваться вокруг некоторого мгновенного центра поворота  $O_n$ . Под действием центробежной силы  $F_n$  на колесах осей прицепа появятся боковые усилия  $Y_3$  и  $Y_4$ , которые будут уменьшать имеющийся запас по сцеплению на этих осях, что может привести к блокированию колес прицепа и заносу любой из осей. В работе рассмотрены схемы заноса осей прицепа, показывающие, что в рассматриваемом примере автопоезд будет устойчивым.

Методика исследования заноса других осей аналогична рассмотренной выше.

Анализ рассмотренных схем позволил обнаружить, что блокирование задних колес тягача может привести к "скадыванию" автопоезда; при заносе заблокированных колес остальных осей автопоезд будет устойчивым.

Результаты этого анализа были использованы при выборе соотношения тормозных сил на осях, обеспечивающего безопасное торможение автопоезда при опережающем блокировании колес одной из осей.

Разработаны две методики выбора соотношения тормозных сил на осях автопоезда: с постоянным соотношением и с переменным, регулируемым по статическим нагрузкам. В основу обеих методик положен выбор такого соотношения тормозных сил на осях автопоезда (уравнение 16):

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \beta_1 P_{4max}; \\ P_2 &= \beta_2 P_{4max}; \\ P_3 &= \beta_3 P_{4max}; \\ P_4 &= \beta_4 P_{4max}; \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

при котором обеспечивалось бы одновременное блокирование колес в средних, наиболее характерных дорожных условиях, определяемых уравнением:

$$\varphi_0 = \varphi' + \frac{\delta_3}{\delta_n} (\varphi'' - \varphi'); \quad (17)$$

и выдерживалось равенство коэффициентов использования сцепного веса при максимальном  $\varphi''$  и минимальном  $\varphi'$  эксплуатационных значениях коэффициента сцепления. При этом коэффициенты распределения определяются следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 &= \delta_1 + (\delta_1 + \delta_2) \varphi_0 \frac{h_T}{L_T}; \\ \beta_2 &= \delta_2 - (\delta_1 + \delta_2) \varphi_0 \frac{h_T}{L_T}; \\ \beta_3 &= \delta_3 + (\delta_3 + \delta_4) \varphi_0 \frac{h_n}{L_n}; \\ \beta_4 &= \delta_4 - (\delta_3 + \delta_4) \varphi_0 \frac{h_n}{L_n}; \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

а максимальная тормозная сила  $P_{4max}$  автопоезда - на пределе блокирования колес задней оси прицепа при наибольшем  $\varphi''$  эксплуатационном значении коэффициента сцепления уравнением 19:

$$P_{4max} = \varphi G \frac{\delta_4}{\beta_4 + \varphi'' \frac{\beta_n h + \delta_n (h_n - h)}{L_n}}; \quad (19)$$

При постоянном соотношении тормозных сил на осях в уравнениях 17, 18 и 19 подставляют значения величин, соответствующих грузенному автопоезду, при регулируемом - соответствующих конкретным нагрузкам на звенья автопоезда.

Постоянное соотношение тормозных сил на осях является не целесообразным для автопоезда с изменяющейся в процессе эксплуатации нагрузкой на его звенья. Изменение тормозных сил в соответствии со статическими нагрузками на оси с учетом динамического перераспределения нагрузки уменьшает величины неиспользуемых запасов на осях с заблокируемыми колесами и значительно повышает эффективность торможения автопоезда (рис. 3).

Хотя постоянное соотношение тормозных сил на осях и недостаточно удовлетворяет оптимальным условиям торможения автопоезда с переменной нагрузкой на его звенья (ввиду чего ГОСТ 4864-67 и не рекомендует его для автопоездов с пневматическими тормозными приводами), тем не менее методика выбора такого распределения необходима для получения исходных данных для расчета тормозной системы.

В настоящее время регулирование тормозных сил на осях осуществляется двумя методами: отсечным, когда нарушается пропорциональность между входным в регулятор и выходным из него давлениями, и лучевым, когда такая пропорция выдерживается. Чтобы рекомендовать тот или иной метод регулирования для автопоездов, в работе исследовались постоянное (рис. 4, а) и регулируемое отсечным (рис. 4, б) и лучевым (рис. 4, в) методами соотношения тормозных сил на осях примерного порожнего автопоезда, а также был выполнен подобный анализ для реального автопоезда при расшифровке

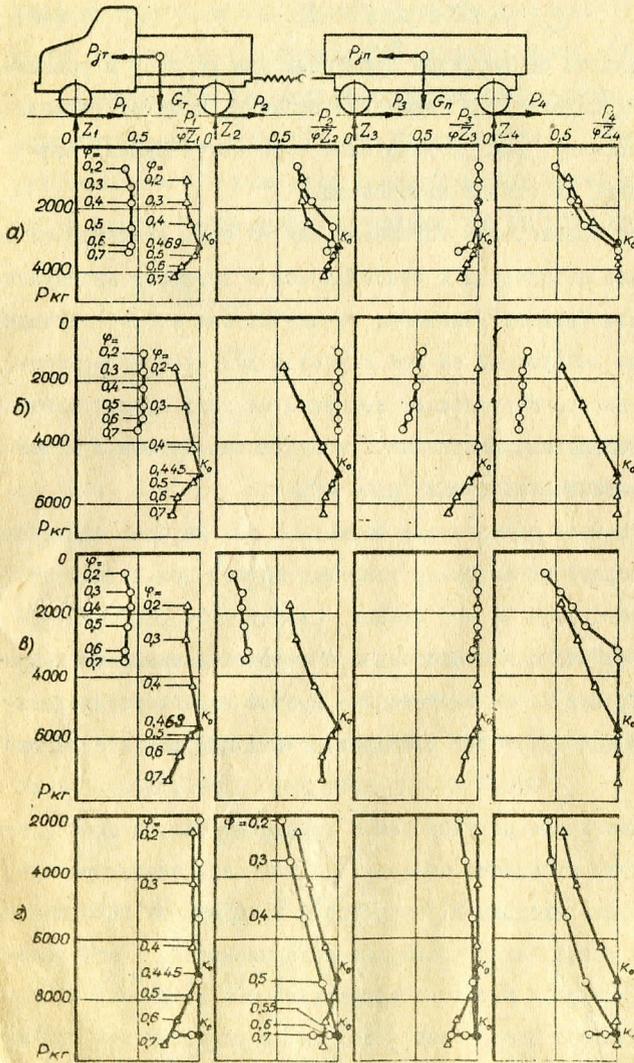


Рис. 3. Графики анализа принятого постоянного (—○—) и регулируемого (—△—) соотношений тормозных сил на осях примерного: а) порожнего автопоезда; б) порожнего тягача и груженого прицепа; в) груженого тягача и порожнего прицепа; г) груженого автопоезда.

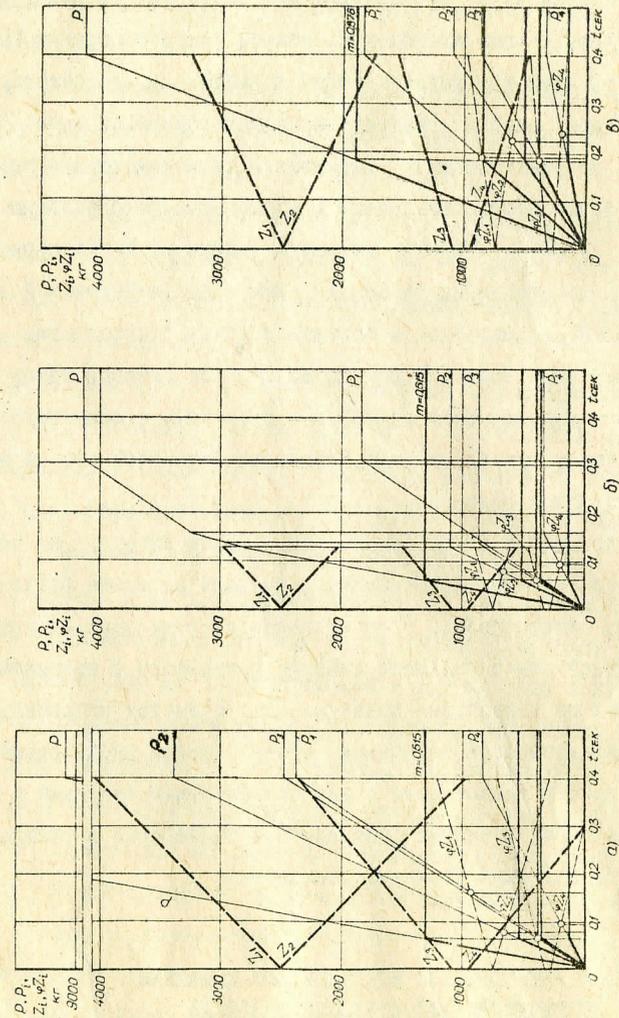


Рис. 4. Графики анализа постоянного (а) и регулируемого отсечным (б) и лучевым (в) методами соотношений тормозных сил на осях примерного порожнего автопоезда (ψ-0.3).

экспериментальных данных (рис. 5).

Эти исследования проводились методом проб, который позволяет определить ту ось автопоезда, колеса которой первыми блокируются. При этом для каждого этапа торможения, соответствующего прямолинейному закону изменения исходной тормозной силы  $P$  автопоезда, по уравнениям 14 определяли величины нормальных реакций  $Z_i$  (толстые штриховые линии) и предельные по сцеплению тормозные силы  $\varphi Z_i$  (тонкие штриховые линии). Точка пересечения предельной по сцеплению тормозной силы с соответствующей ей тормозной силой на диаграмме и определит точку блокирования.

Выполненные исследования показали, что лучевой метод имеет больше преимуществ, если сравнить с отсечным, в силу чего он может быть рекомендован для регулирования тормозных сил на осях прицепного автопоезда.

Для прицепных автопоездов, статические нагрузки на передних осях тягачей которых при различной степени загрузки остаются постоянными, целесообразно устанавливать на всех осях (за исключением передней оси тягача) статические регуляторы с автоматическим управлением от деформации подвески. Это позволит значительно повысить эффективность торможения с соблюдением необходимой безопасности против заноса осей с заблокированными колесами и применить на передней и задней осях прицепа одинаковые и взаимозаменяемые с автомобильными тормозные механизмы.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ПОЕЗДА

Экспериментальное исследование динамики торможения автопоезда имело целью проверить в реальных дорожных условиях теоретические выводы, изложенные в гл. II и III. При этом были поставлены сле-

дующие задачи:

1. Исследовать динамику торможения автопоезда при переменной нагрузке на его звенья с существующим постоянным распределением тормозных сил между осями.

2. Исследовать динамику торможения автопоезда при переменной нагрузке на его звенья с регулируемым по статическим нагрузкам распределением тормозных сил между осями.

Эти задачи решались при условии, что рекомендуемым режимом интенсивного торможения является режим на пределе блокирования колес одной из осей или на пределе одновременного блокирования колес всех осей автопоезда.

Испытания проводились на автопоезде, состоящем из тягача ЗИЛ-130 и двухосного прицепа ИАПЗ-754В, в два этапа, в соответствии с поставленными задачами, для следующих режимов нагрузки на звенья автопоезда: груженный автопоезд, порожний тягач и груженный прицеп, груженный тягач и порожний прицеп, порожний автопоезд.

Проверить и подтвердить экспериментально принципиальные положения теоретического анализа можно одним из методов регулирования тормозных сил на осях. Применение регуляторов с лучевым методом регулирования значительно усложнило бы выполнение экспериментальной части работы. Поэтому регулирование тормозных сил на осях автопоезда осуществлялось разработанными автором отсечными регуляторами, состоящими из датчиков давления (электроконтактные манометры) и исполнительных органов (авиационных золотниковых кранов). Такие регуляторы были установлены на всех осях автопоезда, кроме передней оси тягача.

Испытания автопоезда проводили в режиме аварийного торможения на сухом асфальте ( $\varphi \approx 0,71$ ) и на укатаном песчаном грунте ( $\varphi \approx 0,57$ ) при различных начальных скоростях торможения в диа-

пазоне 15-60 км/час. При этом во многих случаях наблюдалась тенденция к "складыванию" автопоезда при заблокированных колесах, но водителю удавалось своевременно ее устранить. Безусловно, при эксплуатации автопоездов, особенно при малых значениях  $\varphi$ , режим торможения с блокированием колес рекомендовать нельзя. Поэтому оценка результатов исследования проводилась только по расчетной величине тормозного пути на пределе блокирования колес одной из осей автопоезда.

В качестве примера приведены результаты испытаний порожнего автопоезда (рис. 5). На рис. 5,а показан график анализа постоянного соотношения тормозных сил на осях автопоезда, на рис. 5,б - регулируемого соотношения. Методом проб была определена та ось, колеса которой первыми блокируются.

Данные при расшифровке нескольких осциллограмм, нанесенные на эти графики, подтверждают достоверность разработанных ранее теоретических положений и применения метода проб.

При расшифровке осциллограмм оказалось, что суммарная тормозная сила  $P$  автопоезда на пределе блокирования колес последней оси несколько больше, чем при регулируемом соотношении тормозных сил. Но устойчивость автопоезда против заноса при торможении в последнем случае будет выше, хотя тормозной путь несколько и увеличится. Последнее подтверждается сравнением кривых 2 (регулируемое соотношение тормозных сил) и 3 (постоянное соотношение тормозных сил), полученных по результатам испытаний, или таких же кривых 4 и 5, построенных расчетным путем по методике Н.А.Бухарина (рис. 6).

Путь торможения автопоезда на пределе блокирования колес одной из осей (кривая I) также построен расчетным путем по тормозной диаграмме. Сравнение этого пути с полученным эксперимен-

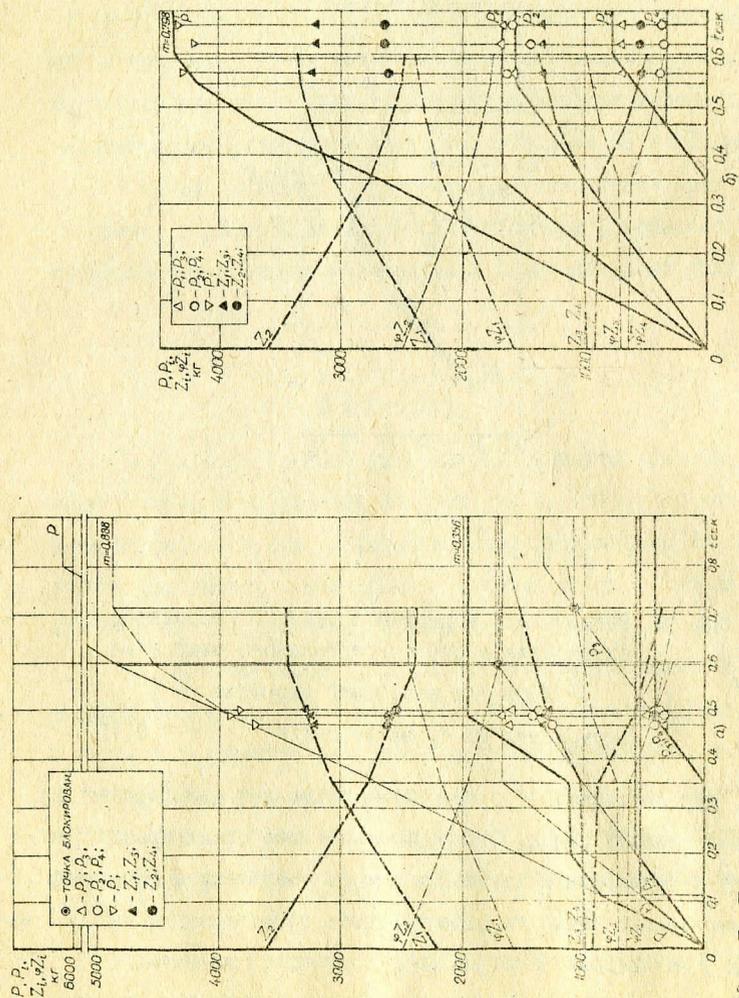


Рис. 5. Графики анализа постоянного (а) и регулируемого (б) соотношений тормозных сил на осях экспериментального порожнего автопоезда ( $\varphi=0,71$ ).

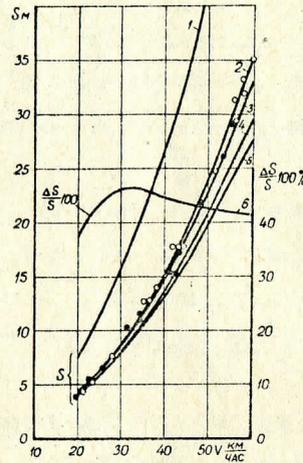


Рис. 6. Зависимость тормозного пути  $S$  порожнего автопоезда и его относительного изменения  $\frac{\Delta S}{S} 100\%$  от начальной скорости  $V$  торможения на сухом асфальте ( $\varphi \approx 0,71$ ).

тально при регулируемом соотношении тормозных сил (кривая 2) позволит сделать вывод, что применение даже самых простых регуляторов распределения тормозных сил по статическим нагрузкам может значительно повысить эффективность торможения прицепного автопоезда на пределе блокирования колес одной из осей.

Для рассматриваемого автопоезда с регуляторами тормозной путь сократился в среднем на 42% (кривая 6). Очевидно, можно

добиться еще лучших результатов, если применить динамическое регулирование тормозных сил на всех осях.

При расшифровке осциллограмм определялись величина и направление действия усилия в сцепном устройстве в динамической (при  $t = 0,35$  сек) и в начале статической стадиях процесса торможения автопоезда. Экспериментальные значения этого усилия показывают очень хорошую согласованность экспериментальных величин с расчетными по направлению и удовлетворительную по величине.

В целом результаты проведенных экспериментальных исследований совпадают с расчетными и приводят к выводу о целесообразности применения регуляторов на прицепных автомобильных поездах.

### ВЫВОДЫ

1. Усилие в сцепном устройстве незначительно изменяет величины нормальных реакций на осях, но оказывает существенное влияние на устойчивость затормаживаемого автопоезда. Растягивающее усилие ослабляет, а сжимающее - усиливает занос той или иной оси тягача и передней оси прицепа.

2. Для автопоезда, у которого высота расположения сцепного устройства меньше высот центров тяжести звеньев, усилие сжатия в сцепном устройстве уменьшает величины нормальных реакций передней оси тягача и задней оси прицепа и увеличивает реакции на задней оси тягача и передней оси прицепа. Действие усилия растяжения в сцепном устройстве, по сравнению с усилием сжатия, является противоположным.

Полученное в работе уравнение усилия, возникающего в сцепном устройстве при торможении автопоезда, позволяет легко определить его среднюю величину и направление действия.

3. Блокирование задних колес тягача может привести к "складыванию" автопоезда. При блокировании колес остальных осей устойчивость автопоезда не нарушается.

4. Разработанная методика выбора постоянного распределения тормозных сил на осях автопоезда может быть использована для расчета тормозных приводов и колесных механизмов.

5. Применение при проектировании тормозных систем предложенной методики регулирования тормозных сил по статическим нагрузкам позволит повысить эффективность торможения и устойчивость автопоездов, что подтверждается данными натурального эксперимента.

6. При незначительно изменяющейся статической нагрузке на переднюю ось тягача, на остальных осях автопоезда целесообразно устанавливать статические регуляторы с лучевым методом регулирования тормозных сил и автоматическим управлением от деформации подвески. При этом нет необходимости изменять характеристики регулятора тягача при отсутствии прицепа.

7. Установка одного регулятора, изменяющего общую тормозную силу прицепа, значительно усложнит систему автоматического управления таким регулятором и конструкцию тормозных механизмов колес прицепа.

8. Зона регулирования тормозных сил по статическим нагрузкам отсекаемым методом лежит в пределах между оптимальным  $\varphi_0$  и максимальным  $\varphi^*$  значениями коэффициента сцепления. У автопоезда с такими регуляторами всегда возникает переменное по величине (а иногда и по направлению) усилие в сцепном устройстве.

Лучевой метод регулирования не имеет последнего недостатка. Для этого метода торможение с высокой эффективностью происходит на всем диапазоне изменения коэффициента сцепления  $\varphi$ .

9. Исследования показали, что на передней оси прицепа тормозная сила примерно в два раза должна быть больше, чем на колесах

задней оси. Поэтому при проектировании тормозных систем с постоянным распределением тормозных сил между осями нецелесообразно устанавливать на передние и задние колеса двухосного прицепа одинаковые тормозные механизмы.

10. Разработанные методики распределения и регулирования тормозных сил на осях автопоезда, состоящего из тягача и одного двухосного прицепа, с некоторыми изменениями могут быть применены и для автопоездов, имеющих два или больше двухосных прицепов.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНО В РАБОТАХ:

1. Бендас И.М. Относительные перемещения звеньев автомобильного поезда при торможении. Сб. "Автомобильный транспорт", вып.6, Киев, "Техніка", 1970.

2. Бендас И.М. О распределении тормозных сил между осями автомобильного поезда. Сб. "Автомобильный транспорт", вып.7, Киев, "Техніка", 1970.

3. Бендас И.М. Устойчивость автомобильного поезда против заноса при торможении. Сб. "Автомобильный транспорт", вып. 8, Киев, "Техніка" (в печати).

4. Гредескул А.Б., Бендас И.М. Экспериментальное исследование динамики торможения автомобильного поезда. Сб. "Автомобильный транспорт", вып.8, Киев, "Техніка" (в печати).

5. Бендас И.М. Исследование динамики торможения автомобильного поезда. "Известия вузов.Машиностроение", 1971, №4.

и доложено на:

- XXXIII научно-технической конференции ХАДИ 1968 г. в докладе: "Относительные перемещения звеньев автомобильного поезда при тор-

можении";

- XXXIV научно-технической конференции ХАДИ 1969 г. в докладе: "О распределении тормозных сил между осями автомобильного поезда";

- XXXV научно-технической конференции ХАДИ 1970 г. в докладе: "Экспериментальное исследование динамики торможения автомобильного поезда".

