

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

Сичев Владимир Петрович

ПОВЫШЕНИЕ СИНХРОННОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ
АВТОПОЕЗДА-ТЯЖЕЛОВОЗА ПУТЕМ РАЗРАБОТКИ И ПРИМЕНЕНИЯ
ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗОВ

05.05.03 "Автомобили и тракторы"

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена на кафедре "Автомобили и тракторы" Челябинского государственного технического университета

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент
Жестков В.В.

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор
Богдан Н.В.

кандидат технических наук, доцент
Савельев Б.В.

Будущее предприятие - ПО "Уралавтоприцеп"

Защита состоится " ____ " _____ 1992 года, в 15⁰⁰ часов на заседании специализированного совета К 053.13.02 при Челябинском государственном техническом университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять ученому секретарю совета по вышеуказанному адресу.

Автореферат разослан " ____ " _____ 1992 г.

Ученый секретарь
специализированного совета,
кандидат технических наук



В.В. Жестков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь р а б о т ы. Вновь созданные конструкции автопоездов должны обладать высокой эффективностью и безопасностью выполнения транспортных работ. Особенно остро стоит проблема повышения безопасности движения крупногабаритных автопоездов-тяжеловозов. Важными характеристиками, в значительной мере определяющими активную безопасность движения и эффективность торможения автопоездов-тяжеловозов, являются быстрдействие тормозного привода и синхронность торможения звеньев автопоезда.

В последнее время наиболее перспективным направлением повышения быстрдействия является создание электропневматического привода (ЭП) тормозов. Вместе с тем, имеющиеся разработки не могут быть использованы без соответствующей доводки в эксплуатации, а условия конкурентоспособности требуют установку ЭП прицепов-тяжеловозов уже сегодня.

В связи с этим научное обоснование, разработка и внедрение ЭП являются важнейшими этапами в создании тормозных систем прицепов-тяжеловозов и актуальной технической задачей. Решение этой задачи выполнялось в соответствии с отраслевыми и координационными планами НИР ВУЗов в области автомобилестроения на 1987-90 гг.

Ц е л ь р а б о т ы. Повышение синхронности торможения звеньев автопоезда-тяжеловоза путем создания работоспособного в условиях эксплуатации электропневматического тормозного привода прицепов-тяжеловозов.

Н а у ч н а я н о в и з н а: 1. Разработаны схемы и принцип действия комбинированного тормозного привода для прицепов и полуприцепов-тяжеловозов, обеспечивающие требуемые нормативными документами быстрдействие и синхронность торможения вне зависимости от габаритов транспортных средств и характеризующиеся повышенной надежностью в следствие использования элементов только дискретного принципа действия и взаимного дублирования работ пневматического и электропневматического приводов. Эти технические решения защищены 5-ю авторскими свидетельствами на изобретения.

2. Разработана математическая модель модулятора давления электропневматического тормозного привода, учитывающая движение трехмассовой следящей системы и упругое взаимодействие подвижных частей с элементами уплотнений, переменный характер времени задержки на переключение электропневмоклапана.

3. Обоснованы параметры рабочего процесса электропневмати-

ческого тормозного привода для прицепных транспортных средств. Установлено, что с точки зрения синхронности торможения электропневматическая система управления дискретного принципа действия должна иметь от одного до трех фиксированных уровней регулирования давления для полуприцепа-тяжеловоза, а для прицепа-тяжеловоза необходимо и достаточно три уровня регулирования.

Практическая ценность: 1. Предложена методика определения уровней регулирования давления ЭПН тормозов, основанная на алгоритме оптимизации рабочего процесса привода и анализе динамики торможения автопоезда. В результате определены параметры уровней регулирования давления для длиннобазного прицепа ЧМЗАП-8379, составляющие 0,18, 0,25 и 0,45 МПа.

2. Разработаны конструкции ЭПН повышенной надежности.

3. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования обеспечили возможность внедрения разработанного электропневматического привода тормозов на прицепах различного назначения.

Реализация работы. Освоено производство электропневматического тормозного привода прицепа грузоподъемностью 600 тонн (ЧМЗАП-8992). С указанным приводом прицеп прошел эксплуатационные и межведомственные (Минавтотранса и Минавтопрома СССР) приемочные испытания. Компоненты привода демонстрировались на выставках-ярмарках в СССР, Польше, Болгарии.

Апробация работы. Положения диссертации обсуждались на Всесоюзных и Республиканских конференциях в г. Минске (1988, 1991 гг.), в г. Кутаиси (1989 г.), в г. Челябинске (1991 г.), на научно-технических конференциях НАМИ (1989 г.), МАДИ (1989 г.), СибАДИ (1987, 1992 гг.), ЧПИ (1987-1990 гг.).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 13 печатных работах. Получено 5 авторских свидетельств на изобретения.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, выводов, списка использованных источников и приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Состояние вопроса и задачи исследования

Важнейшей задачей совершенствования процесса торможения автопоездов большой грузоподъемности является обеспечение синхронизации торможения прицепов-тяжеловозов как в составе автопоезда,

так и в составе многомодульного транспортного средства. Установлено, что для прицепов-тяжеловозов возможности решения этой задачи традиционными средствами пневматического привода исчерпаны, а для модульных транспортных средств связаны с принципиальными трудностями. Наиболее перспективным направлением решения этой проблемы признано создание ЭПТ тормозов.

В работе выполнен критический анализ проблем применения ЭПТ. Эти проблемы рассматривались в работах Н.В. Богдана, Л.В. Гуревича, И.М. Князева, Р.А. Меламуда, Н.Ф. Метлика, А.И. Попова, Г.К. Резникова, Б.В. Савельева, Э.В. Саркисян, В.А. Топалиди, Я.Е. Фаробина, А.К. Фрумкина, Л.Х. Хиральдо, и др.

Основные положения, изложенные в работах, применимы к тяжелым автопоездам. В тоже время, имеющиеся разработки конструкции электропневматического тормозного привода, способного решить задачу синхронизации торможения прицепов-тяжеловозов, ориентированы на перспективу развития электроники и не могут быть использованы без соответствующей доводки в эксплуатации. Вместе с тем, условия эксплуатации и конкурентоспособности диктуют необходимость установки электропневматического тормозного привода в качестве штатного оборудования прицепов тяжеловозов уже сегодня.

Условиям эксплуатации прицепов-тяжеловозов в настоящее время наилучшим образом соответствует автономный ЭПТ, в электрической части которого сигналы передаются только в виде импульсов, с обеспечением дублирования электрических и пневматических сигналов управления. Создание и внедрение такого привода требует специального теоретического анализа рабочих процессов торможения автопоезда и исследования работоспособности привода.

Таким образом, проблема повышения синхронизации звеньев автопоезда-тяжеловоза путем создания работоспособного в условиях эксплуатации ЭПТ тормозов потребовала решения следующих задач:

1. Выбрать рациональные принципы построения ЭПТ тормозов прицепов-тяжеловозов.
2. Обосновать характеристики привода с точки зрения динамики торможения автопоезда.
3. Обосновать параметры рабочего процесса ЭПТ тормозного привода прицепа тяжеловоза и схему модулятора повышенной устойчивости и точности регулирования.
4. Экспериментально оценить работоспособность электропневматического тормозного привода прицепа-тяжеловоза.

сравнения логического состояния попарно связанных контактов в группе 11 и 13 при однопроводном приводе или 12 и 13 при двухпроводном приводе. В каждой 1-той паре контактов давление срабатывания одинаково и определено из условия точности синхронизации.

2. Вынесенный к соединительным головкам воздухораспределитель прицепа 2 ограничивает длину одновременно магистралей питания 5 и управления 4, где установлены датчики 11, 12, и сохраняет возможность пневматического управления тормозами, чем обеспечивается высокое быстродействие и надежность.

3. Схема включения электропневмоклапана (ЭПК) 9 повышения давления такова, что он связывает надпоршневую полость ускорительного клапана 6 либо с выходом 7 воздухораспределителя, либо с ресивером 1. Это повышает надежность за счет исключения ситуации, при которой доступ сжатого воздуха в надпоршневую полость закрыт.

Предложенные в диссертации конкретные схемные решения, защищенные авторскими свидетельствами, создадут основу для проектирования быстродействующих и надежных ЭПТ тормозов прицепов-тяжеловозов.

3. Математическое описание рабочих процессов торможения прицепа-тяжеловоза

Конкретные параметры тормозного привода, учитывающие специфику прицепов и полуприцепов категории O_4 , требуют соответствующего теоретического обоснования с точки зрения динамики торможения.

Процесс торможения автопоезда-тяжеловоза характеризуется значительными знакопеременными силами взаимодействия в сцепке и перераспределением реакций между осями, что определяет выбор расчетной схемы автопоезда в виде колебательной системы (рис.2).

Математическая модель движения звена автопоезда в продольной плоскости составлена на основе уравнений Лагранжа 2-го рода. В качестве обобщенных координат были выбраны: X, Z - перемещения центра тяжести вдоль осей неподвижной системы координат; θ - угловое перемещение остова; β_j - угловое перемещение балансира; j - номер балансира; ϵ_j - перемещение центров тяжести колес; i - номер оси.

Величина возмущающих сил T_1 обусловлена характером изменения давления в тормозных камерах и определяется рабочими процессами тормозного привода.

Описание ЭПТ включает математические модели: газодинамичес-

Расчетная схема звена автопоезда

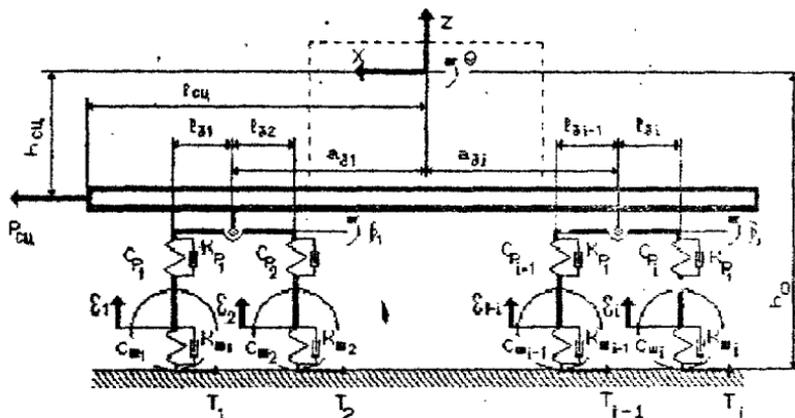


Рис. 2

ких процессов в пневмосистеме; упруго-подвижной механической системы следящего пневмоаппарата; переключения электромагнитных клапанов; логических операций в системе "блок управления-датчик".

При описании процессов в пневмосистеме привод представлен как совокупность модулей, состоящих из начальной и конечной проточных емкостей, связанных трубопроводом с местным сопротивлением. При таком подходе описание пневматического привода сводится к известному математическому описанию газодинамических процессов в модуле и логических связей между ними.

При описании следящего пневмоаппарата в качестве физической модели принята упруго-подвижная трехмассовая система (рис.3), для которой учтено упругое взаимодействие подвижных частей с элементами уплотнений. Применение такой модели обусловлено тем, что применявшиеся ранее другими авторами одномассовые модели неадекватно отражают процессы происходящие в пневмоаппарате при высокочастотных с малой амплитудой колебаниях в управляющей полости аппарата, которые характерны при работе пневмоаппарата с электропневмоклапанами.

Математическая модель пневмоаппарата состоит из уравнений движения масс (1); уравнений граничных условий (2), отражающих неупругое взаимодействие; уравнений вынуждающих сил (3), учитыва-

Схема упруго-подвижной системы следящего пневматического аппарата

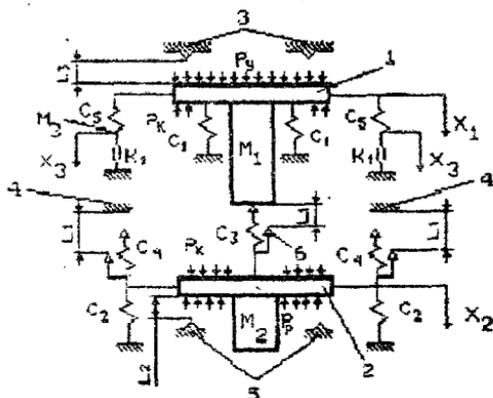


Рис. 3

ющих упругое взаимодействие подвижных частей с элементами уплотнений.

Движение

Граничные условия

масс

$$\begin{cases} M_1 \ddot{X}_1 = Q_1; \\ M_2 \ddot{X}_2 = Q_2; \\ M_3 \ddot{X}_3 = Q_3. \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \text{Если } X_1 < -L_3 \text{ и } \dot{X}_1 < 0 \text{ то } \dot{X}_1 = 0; X_1 = -L_3; \\ \text{Если } X_2 < 0 \text{ и } \dot{X}_2 < 0 \text{ то } \dot{X}_2 = 0; X_2 = 0; \\ \text{Если } X_2 > L_2 \text{ и } \dot{X}_2 > 0 \text{ то } \dot{X}_2 = 0; X_2 = L_2; \\ \text{Если } X_2 \geq L_2 \text{ и } K_1 - X_2 \geq L_2 \text{ и } \dot{K}_1 - \dot{X}_2 > 0 \text{ то } \dot{X}_1 = 0; \\ \text{Если } X_1 - X_2 \geq L_1 \text{ и } \dot{X}_1 - \dot{X}_2 > 0 \text{ то } \dot{X}_1 = \dot{X}_2; X_2 = X_1 - L_1. \end{cases} \quad (2)$$

Вынуждающие силы

$$Q_1 = S_1 P_0 - S_2 P_K - C_1 (X_1 + L_4) - C_5 (X_1 - X_3) - K_1 (\dot{X}_1 - \dot{X}_3) - F_1;$$

где

$$F_1 = \begin{cases} 0, & \text{если } X_1 < X_2; \\ C_3 (X_1 - X_2), & \text{если } L_1 > X_1 - X_2 > 0; \\ -C_2 (X_2 + L_5) + S_3 P_0 - S_4 P_K + M_2 \ddot{X}_2 - F_2, & \text{если } X_1 - X_2 \geq L_1. \end{cases} \quad F_2 = \begin{cases} 0, & \text{если } X_2 < L_1; \\ C_4 X_2, & \text{если } X_2 \geq L_1. \end{cases}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= F_2 - C_2 (X_2 + L_5) - S_3 P_0 + S_4 P_K + F_3; \\ Q_3 &= C_5 (X_1 - X_3) + K_7 (\dot{X}_1 - \dot{X}_3) + F_3, \end{aligned} \quad (3)$$

где

$$F_3 = \begin{cases} -F_4, & \text{если } |F_4| < a + b(|P_Y - P_K|) \text{ и } \dot{X}_3 = 0; \\ -(a + b * (|P_Y - P_K|)) * \text{SIGN}(\dot{X}_3) + K_2 \dot{X}_3, & \text{если } \dot{X}_3 \neq 0, \end{cases} \quad (4)$$

где $F_4 = C_5(X_1 - X_3) + K_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_3)$; $a = \begin{cases} a_1, & \text{если } \dot{X}_3 = 0; \\ a_2, & \text{если } \dot{X}_3 \neq 0; \end{cases}$ $b = \begin{cases} b_1, & \text{если } \dot{X}_3 = 0; \\ b_2, & \text{если } \dot{X}_3 \neq 0, \end{cases}$

где L_4 —величина первоначального сжатия пружины поршня 1 (рис. 3); L_5 —величина первоначального сжатия пружины клапана 2; K_2 —коэффициент динамического трения уплотнения о стенку пневмоаппарата; a_1, a_2, b_1, b_2 —коэффициенты характеризующие силу трения уплотнения о стенку пневмоаппарата.

Модель переключения электропневмоклапанов записана в предположении его мгновенного перехода из одного состояния в другое после истечения времени запаздывания τ . Однако экспериментальные исследования показали, что в отличие от ранее принятых моделей ЭПК запаздывание на включение зависит от давления перепада на тарели клапана, а запаздывание на выключение зависит как от давления перепада на тарели клапана, так и от длительности включенного состояния ЭПК перед моментом выключения. Это учтено зависимостями аппроксимирующими экспериментальные данные. Математические модели, где не учтено данное явление и используется одномассовая модель модулятора, не позволяют адекватно определить границы параметров ЭПК, при которых возникают процессы автоколебаний давления.

Описание системы "БУ-датчики" представляет собой совокупность логических функций. Состояние i -й пары дискретных датчиков управления ($U_{ДУi}$) и обратной связи ($U_{ДОСi}$) определяется системой:

$$U_{ДУi} = \begin{cases} 0, & \text{если } P_{ДУi} < P_{ДУ}; \\ 1, & \text{если } P_{ДУi} \geq P_{ДУ}; \end{cases} \quad U_{ДОСi} = \begin{cases} 0, & \text{если } P_{ДОСi} < P_{ДОС}; \\ 1, & \text{если } P_{ДОСi} \geq P_{ДОС}. \end{cases} \quad (5)$$

где $P_{ДУi}, P_{ДОСi}$ —давление срабатывания i -й пары датчиков ДУ и ДОС; $P_{ДУ}, P_{ДОС}$ —давление в полостях где установлены датчик управления и обратной связи соответственно.

Состояние дискретного БУ для всех i от 1 до n определяется выражением:

$$U = \begin{cases} 0, & \text{если } U_{ДУi} = 0 \text{ и } U_{ДОСi} = 0 \text{ или } U_{ДУi} = i \text{ и } U_{ДОСi} = 1; \\ 1, & \text{если } U_{ДУi} = 1 \text{ и } U_{ДОСi} = 0; \\ -1, & \text{если } U_{ДУi} = 0 \text{ и } U_{ДОСi} = i. \end{cases} \quad (6)$$

где n —число пар датчиков давления.

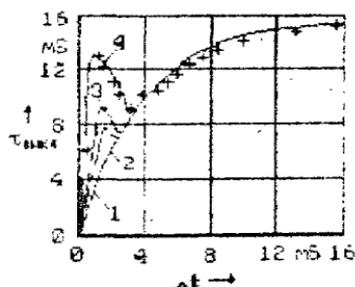
4. Экспериментальное исследование

Целью экспериментального исследования явилось определение исходных данных для математической модели ЭПД, оценка адекватности модели, работоспособности привода и правомерности выводов теоретического исследования.

Для проведения экспериментов был разработан и изготовлен измерительно-управляющий комплекс (ИУК). В состав ИУК входят: микро-ЭВМ; устройство связи ЭВМ с объектом (УСО); система подавления помех и стабилизации электрического питания. ЭВМ служит для управления ЭПД по заданной программе, соответствующей алгоритму управления ЭПД и оперативному изменению параметров алгоритма. Для обеспечения работы ЭПД ЭВМ работает в режиме реального времени. УСО служит для преобразования электрических сигналов, поступающих от ЭВМ к объекту и обратно. УСО имеет блочный принцип, позволяющий устанавливать блоки для управления конкретным стендом и подключения необходимых для этого дополнительных приборов. Достоинством комплекса является то, что он позволил автоматизировать проведение эксперимента, а именно: обеспечить управление экспериментом по сложному алгоритму; измерение, обработку и запоминание параметров; статистическую обработку и получение твердых копий протоколов.

Одним из важнейших результатов эксперимента, позволившим качественно и количественно уточнить характеристики ЭПД, явилось определение зависимости времени запаздывания τ от длительности включенного состояния ЭПД и перепада давления на клапане. Установлено, что эта зависимость имеет вид показанный на рис. 4.

Диаграмма времени выключения ЭПД



1,2,3,4—время выключения клапана при перепаде давления на клапане 0, 0,2, 0,3, 0,6 МПа соответственно; +—экспериментальные данные; Δt —время предварительного включения клапана.

В качестве аппроксимирующей функции была выбрана функция состоящая из двух элементарных — экспоненциальной и синусоидальной. Коэффициенты при этих функциях определялись методом наименьших квадратов по полученным экспериментальным зависимостям. В результате этой обработки получена функция:

$$\tau_{\text{выкл}} = \max \left\{ \begin{array}{l} \tau_{\infty} \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{0,045}} \right); \\ 0,85 \tau_{\infty} \sqrt{\frac{P_{\text{кл}}}{600000}} \sin C, \end{array} \right. \quad (7)$$

где $\tau_{\text{выкл}}$ — время выключения ЭПК; τ_{∞} — время выключения ЭПК при достаточно большой длительности включенного состояния ЭПК; Δt — время включенного состояния ЭПК перед выключением; $P_{\text{кл}}$ — перепад давления на клапане (в Па); C — коэффициент, определенный из выражения:

$$C = \begin{cases} \pi \Delta t (1 + P_{\text{кл}}) \cdot 10^{-6}, & \text{если } \pi \Delta t (1 + P_{\text{кл}}) \cdot 10^{-6} < 0,5\pi; \\ \frac{\pi}{2} \frac{\pi \Delta t}{(0,2(\pi \Delta t (1 + P_{\text{кл}}) \cdot 10^{-6})^2 + (1 + P_{\text{кл}}) \cdot 10^{-6})}, & \text{если } \pi \Delta t (1 + P_{\text{кл}}) \cdot 10^{-6} < \frac{\pi}{2}. \end{cases} \quad (8)$$

Функция, аппроксимирующая экспериментальные данные, для величины запаздывания на выключение ЭПК имеет вид:

$$\tau_{\text{выкл}} = A_1 + A_2 \cdot P, \quad (9)$$

где A_1 — коэффициент, характеризующий время срабатывания ЭПК при $P_{\text{кл}} = 0$; A_2 — коэффициент зависимости времени срабатывания от давления.

Для клапанов типа П-РЭ 3/2,5-1112 значения коэффициентов составляют: для A_1 от 12,3 до 15,8 мс; для A_2 от -0,98 до -0,95 мс/МПа.

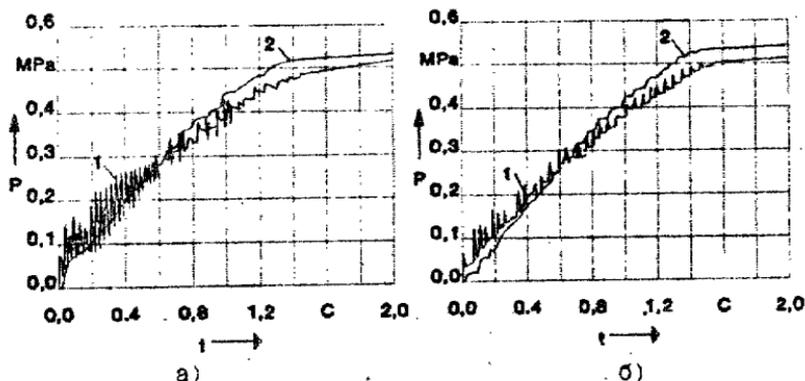
5. Исследование рабочих процессов и обоснование параметров электропневматического привода тормозов

Анализ типовой схемы модулятора с электронным слежением за разностью задающего и контролируемого давлений показал, что в связи с необходимостью заранее допустить погрешность слежения (введение порогов рассогласования ΔP_1 и ΔP_2 на включение электромагнитных клапанов) схема модулятора обладает типичными недостатками нелинейной системы, проявляющимися в чувствительности ко времени запаздывания срабатывания клапанов. Вместе с тем, известно, что регулирование на основе принципа широтно-импульсной модуляции при всех его недостатках позволяет в значительной мере

уменьшить влияние указанных факторов. Вследствие необходимости сочетать электропневматическое и пневматическое управление тормозами возможно достигнуть компромиссное решение.

Установлено, что с позиции повышения точности регулирования и снижения вероятности возникновения автоколебаний электромагнитный клапан подачи сжатого воздуха целесообразно включать по трехлинейной схеме (рис. 1). Так у типовой схемы модулятора при пороговых значениях рассогласования давления на управление ЭПК равных 0,005 МПа наблюдается несанкционированный сброс давления (рис. 5а) в атмосферу. При этом амплитуда колебаний давления составляет почти 0,1 МПа. Это приводит к быстрому истощению запаса сжатого воздуха при частых торможениях. Предлагаемая схема модулятора, при тех же пороговых значениях, обеспечивает устойчивый, практически монотонный рост давления (рис. 5б), вследствие чего повышается точность управления.

Оциллограммы изменения давления воздуха



1 - давление воздуха в надпоршневом пространстве пневмоаппарата;
2 - давление воздуха в тормозных камерах; а - для типовой модулятора;
б - для предлагаемого модулятора.

Рис. 5

Задача обоснования параметров рабочего процесса электропневматического тормозного привода дискретного принципа действия сводится к определению минимально-необходимого количества фиксированных давлений регулирования и их значений с целью минимизации погрешности управления торможением. Решение этой задачи осуществ-

лялось для наиболее сложного случая прицепного транспортного средства, когда оно состоит из длиннобазного полуприцепа агрегатированного с подкатной тележкой и может эксплуатироваться как в варианте прицепа ЧМЗАП-8379, так и полуприцепа ЧМЗАП-93853.

Задача выбора количества фиксированных давлений регулирования и их значений (количества пар и величины пороговых значений срабатывания дискретных датчиков давления) сводится к минимизации рассогласования $f = P_y(t) - P_k(t)$, где $P_y(t)$ - давление управления на уровне соединительной головки; $P_k(t)$ - давление в тормозной камере, при разных темпах изменения $P_y(t)$. В качестве метода оптимизации выбран один из градиентных методов - метод наискорейшего спуска.

Результаты оптимизации показали:

1. Быстродействие привода полуприцепа может быть доведено до 0,25 с, а время запаздывания до 0,05 с;

2. Выбор параметров ЭПД следует оценивать по экстремному торможению, так как с уменьшением темпа приведения привода в действие из-за параллельной пневматической связи рассогласование f уменьшается.

3. Для повышения быстродействия привода достаточно лишь одного фиксированного уровня давления, который обеспечивается включением электромагнитного клапана от "стоп-сигнала" и выключается с помощью датчика имеющего, порог срабатывания 0,16 МПа.

4. Увеличение количества пар датчиков до трех снижает рассогласование эффективности торможения тягача и полуприцепа, но окончательный вывод следует делать на основе анализа усилий в сцепке (в процессе торможения автопоезда). Увеличение количества пар датчиков более трех нецелесообразно, так как рассогласование практически не изменяется.

5. Необходимость и достаточность (для повышения быстродействия привода) только одного фиксированного уровня регулирования давления является свойством данного полуприцепа с ограниченной длиной магистрали между воздухораспределителем и модулятором. Увеличение длины магистрали ведет к увеличению количества уровней регулирования. Следовательно, необходимость одного уровня является нижней границей количества уровней регулирования дискретного электропневматического привода тормозов. Для оценки верхней границы количества уровней регулирования моделировался рабочий процесс в отсутствии параллельной пневматической связи. Результаты минимизации показали, что при $n=3$ рассогласование давлений практически такое же, как для экстремного торможения с пневматической

связью. Следовательно, в ЭПН тормозов дискретного принципа действия максимальное количество уровней регулирования давления следует принять равным трем. Последнее имеет важное практическое значение, подтверждающее возможность использования привода дискретного действия для дистанционного управления тормозами модульных прицепных транспортных средств при перевозке длинномерных крупногабаритных грузов.

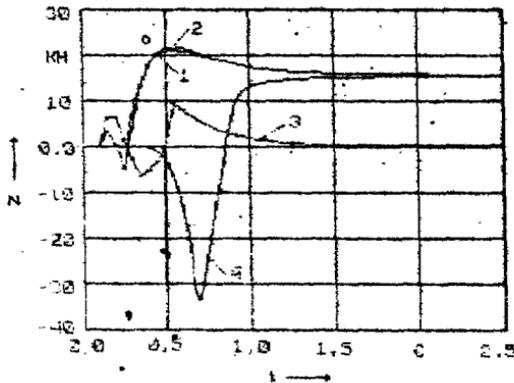
6. Результаты расчетов (таб. 1, рис. 6) процесса торможения

Таблица 1

Характеристика тормозного привода прицепа	Тормозной путь автопоезда (м)
1. Серийный пневматический привод прицепа	24,3 (24,0*)
2. Привод быстрого действия которого увеличено средствами пневматики до предельных значений	22,1 (22,1*)
3. Электропневматический привод с параллельной пневмосвязью	20,6

* Экспериментальные значения тормозного пути.

Диаграмма изменения усилия в сцепке автопоезда



1, 2 - для прицепа оборудованного соответственно одно и трехступенчатым ЭПН с параллельной пневмосвязью; 3 - трехступенчатый ЭПН без параллельной пневмосвязи; 4 - пневмопривод (по п. 2 таб. 1).

Рис. 6

показывают, что повышение быстродействия привода средствами пневмоавтоматики дает сокращение тормозного пути на 10% и уменьшение усилия сжатия в сцепке: по амплитуде на 30%, по времени действия на 50%. Применение электропневматического привода дополнительно уменьшает тормозной путь на 10% и практически устраняет действие сил сжатия в сцепке. Это свидетельствует о правомерности предложенной методики выбора уровней регулирования давлений в ЭПП тормозов дискретного принципа действия. Отметим также важный конечный результат: устранение усилий сжатия в сцепном устройстве, определяющих устойчивость движения автопоезда, возможно только средствами ЭПП. Причем для синхронизации торможения звеньев автопоезда вполне применима предложенная методика.

6. Испытания ЭПП тормозов прицепных транспортных средств и реализация результатов работы

Определение стабильности характеристик и работоспособности ЭПП тормозов проводились на стенде в условиях, соответствующих реальной окружающей среде, в диапазоне температур от -30 до 40°C . ЭПП совершил 1,17 млн. торможений. Активное время работы составило 1119 ч. В процессе испытаний установлено:

1. Стабильность элементов ЭПП: ЭПК, датчиков давления, БУ обеспечивает работоспособность ЭПП в пределах долговечности пневмоаппаратов тормозного привода.

2. В течение всего периода испытаний не было отмечено отказов ЭПК, датчиков, блока управления по причине замерзания конденсата или влияния низких температур.

3. Испытания на стенде выявили элементы ЭПП, на которые отрицательно влияют другие эксплуатационные факторы: вибрация, выпадение осадков и т.п. На основании полученных данных были разработаны меры, исключаящие или значительно ослабляющие эти влияния.

Достаточность принятых мер подтверждается эксплуатационными испытаниями полуприцепа ЧМЗАП-93853 и межведомственными эксплуатационными испытаниями прицепа ЧМЗАП-8992, на которых в совокупности было установлено пять комплектов ЭПП. Результаты испытаний показали, что применение ЭПП позволяет существенно повысить быстродействие привода (до 0,6 с) прицепа и уменьшить рассогласование работы тормозных приводов модулей: по времени более чем в 5 раз, по давлению с 0,370 МПа до 0,175 МПа.

Повышение качества торможения путем применения разработанно-

го ЭПП существенно и для менее габаритных прицепных транспортных средств. Для полуприцепа ЧМЗАП-93853 получено сокращение времени срабатывания тормозного привода в 2,3 раза. Сокращение тормозного пути для автопоезда КраЗ-258Б1 и ЧМЗАП-93853 составляет 7,3%, что следует считать нижней границей оценки эффективности применения ЭПП, т.к. испытаниям подвергался полуприцеп, доля тормозной силы которого в суммарной тормозной силе автопоезда мала. Приведенные результаты испытаний получены после эксплуатации полуприцепа ЧМЗАП-93853 с электропневмоприводом в осенний, зимний и весенний период и пробега в 6790 км без предварительной регулировки тормозной системы. Это свидетельствует о том, что разработанный ЭПП обеспечивает нормативное время срабатывания и сохраняет работоспособность в течение длительной эксплуатации.

Эксплуатационные испытания сверхтяжелого транспортного средства ЧМЗАП-8992 проводились Горьковским филиалом ПО "Спецтяжавтотранс". В течение года было перевезено большое количество крупногабаритных и неделимых грузов массой до 600т на основе различных комбинаций взаимного расположения модулей. При этом отказов ЭПП не наблюдалось.

По результатам испытаний работала межведомственная приемочная комиссия. В присутствии комиссии осуществлены две уникальные перевозки грузов, массы которых достигали предельных, а общая длина автопоезда превышала 120 м. При этих перевозках электропневмопривод работал без пневматической связи между передней и задней группой модулей. Применение электропневмопривода позволило повысить безопасность перевозок, облегчить работу водителей тягачей и операторов, сократить число тягачей, исключив страховочные тягачи. Это позволило получить значительный экономический эффект.

По результатам эксплуатационных испытаний прицепа ЧМЗАП-8992 с ЭПП тормозов составлен акт приемочных испытаний АИ 37.001.595-88, в котором комиссия в составе представителей НАМИ, НИИАТ, НПО "Автоэлектроника", ПО "Спецтяжавтотранс" и др. отмечает, что разработанный ЭПП соответствует требованиям технического задания и считает целесообразным применение его в конструкциях длиннобазных сочлененных транспортных средств.

ВЫВОДЫ

1. На основе использования элементов только дискретного принципа действия и взаимного дублирования работ пневматического

действия комбинированного тормозного привода, обеспечивающего для прицепов и полуприцепов-тяжеловозов требуемые нормативными документами быстродействие и синхронность торможения вне зависимости от габаритов транспортных средств и характеризующегося повышенной надежностью.

2. Разработанная математическая модель модулятора давления ЭПН тормозов, учитывающая движение трехмассовой следящей системы модулятора, упругое взаимодействие подвижных частей с элементами уплотнений и переменный характер времени задержки на переключение электропневмоклапана, позволила получить и сравнить качественные и количественные характеристики рабочих процессов различных схем поршневых модуляторов тормозных приводов.

3. Результаты моделирования рабочих процессов модуляторов показали, что предпочтительной является схема модулятора, в которой впускной электропневматический клапан в одной позиции связывает надпоршневую полость модулятора с ресивером, а во второй — с выходом воздухораспределителя. При такой схеме в 2-2,5 раза увеличивается точность регулирования и уменьшается склонность к автоколебаниям модулятора.

4. Экспериментальные исследования подтвердили адекватность предложенной методики определения уровней регулирования давления электропневматического тормозного привода, которая основана на алгоритме оптимизации рабочего процесса привода и анализе динамики торможения автопоезда. В результате оптимизации установлено, что с точки зрения быстродействия и синхронности торможения привод дискретного принципа действия полуприцепа-тяжеловоза должен иметь от одного до трех фиксированных уровней давления регулирования в зависимости от базы полуприцепа. Для прицепа-тяжеловоза необходимо и достаточно три уровня регулирования. Определены параметры уровней регулирования давления для длиннобазного прицепа, которые составляют 0,18, 0,25 и 0,45 МПа.

5. Разработанная конструкция привода с выбранными параметрами рабочего процесса прошла всесторонние испытания:

—стендовые испытания привода в условиях приближенных к условиям эксплуатации в объеме более 1 млн. циклов срабатываний в течение одного года работы показали достаточную степень работоспособности и стабильности характеристик тормозного привода;

—дорожные испытания полуприцепа ЧМЗАП-93853 в осенний, зимний и весенний период в объеме 6790 км пробега подтвердили безотказность электропневматического тормозного привода, его высокую

казность электропневматического тормозного привода, его высокую эффективность (сокращение времени срабатывания при торможении в 2,3 раза, при растормаживании в 1,7 раза; сокращение тормозного пути составило не менее 7%) и удобство управления;

-результаты испытаний прицепа грузоподъемностью 600т модульной конструкции показали, что время срабатывания электропневматического тормозного привода составляет 0,6 с, не зависит от типа привода (одно- или двухпроводный) и длины межмодульных связей. Асинхронность работы тормозов модулей уменьшилась по времени более чем в 5 раз, по давлению с 0,370 МПа до 0,175 МПа в наиболее неблагоприятном случае (без межмодульной пневматической связи).

7. Проведенный комплекс исследований обеспечил разработку и освоение производства ЭПТ тормозов прицепа грузоподъемностью 600т. С указанным приводом прицеп прошел эксплуатационные и межведомственные (Минавтотранса и Минавтопрома СССР) приемочные испытания. Компоненты привода демонстрировались на выставках-ярмарках в СССР, Польше, Болгарии. Возможно широкое внедрение разработанного привода на прицепах различного назначения.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. А.С. N1495175. СССР. МКИ В 60 Т 13/66. Пневматический тормозной привод прицепного транспортного средства / В.В. Жестков, В.П. Сычев, В.А. Жестков, В.Д. Рымарь, П.Е. Литке (СССР). - N4374966/31-11; Заявлено 21.07.89, Бюл. N27.

2. А.С. N1594028. СССР. МКИ В 60 Т 13/66. Электропневматический тормозной привод прицепного транспортного средства / В.П. Сычев, В.В. Жестков, В.Д. Рымарь, В.А. Жестков, П.Е. Литке, О.В. Комин (СССР). - N4395670/11; Заявлено 21.03.88, Бюл. N35.

3. А.С. N 1525049 СССР. МКИ В 60 Т 13/68. Пневматический двухконтурный тормозной привод прицепного транспортного средства / В.В. Жестков, П.Е. Литке, С.А. Сисин, В.А. Жестков, В.П. Сычев, С.В. Медведев (СССР). - N4373214/31-11; Заявлено 08.02.88; Опубл. 30.11.89. Бюл. N44.

4. А.С. N 1602350 СССР. МКИ В 60 Т 13/68. Электропневматический тормозной привод прицепа / В.В. Жестков, В.П. Сычев (СССР). - N4649891/11; Заявлено 13.02.89; Опубл. 15.01.91. Бюл. N2.

5. А.С. N 1684133 СССР. МКИ В 60 Т 13/68. Электропневматический тормозной привод прицепа / В.В. Жестков, В.П. Сычев (СССР). - N4635200/11; Заявлено 10.01.89; Опубл. 15.10.91. Бюл. N38

6. Сычев В.П., Жестков В.А. Математическая модель движения

транспортного средства на свечной подвеске при торможении // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин. : Тематический сборник научных трудов, -Челябинский политехнический институт. -Челябинск. -1986. -с. 77-80.

7. Сычев В.П., Жестков В.А., Жестков В.В., Литке П.Е. Расчет допустимой несинхронности работы тормозных приводов модулей сочлененного транспортного средства //Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин.: Тематический сборник научных трудов, -Челябинский политехнический институт. -Челябинск. -1987. -с. 72-75.

8. Рымарь В.Д., Сычев В.П., Жестков В.В. К вопросу выбора конструкции тормозного привода прицепа особо большой грузоподъемности //Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин.: Тематический сборник научных трудов, -Челябинский политехнический институт. -Челябинск. -1988. -с. 55-62.

9. Сычев В.П., Жестков В.В. Электропневматический тормозной привод транспортного средства особо большой грузоподъемности //Применение микропроцессорной техники в системе управления автомобилем: Всесоюзная научно-техническая конференция: Тезисы докладов: Минск: 1988. -с. 79.

10. Сычев В.П., Жестков В.В. Метод испытаний электропневматического тормозного привода на надежность //Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин.: Тематический сборник научных трудов, -Челябинский политехнический институт. -Челябинск. -1989. -с. 52-56.

11. Zestkow W.W., Rymar W.D., Syczew W.P. Opracowanie szybko działających pneumatycznych napędów hamulcowych przyczep ciężkich //Brakes of road vehicles: Konferencja hamulcowa -91, t. 3.: Lodz: 1991. p. 172-180.

12. Сычев В.П., Жестков В.В. Анализ рабочего процесса и обоснование схемы модулятора давления электропневматического привода тормозов //Проблемы применения микропроцессорных контроллеров в системах управления автотракторной техникой: Всесоюзная научно-техническая конференция: Тезисы докладов: Минск: 1991. -с. 24.

13. Жестков В.В., Рымарь В.Д., Сычев В.П., Космин О.В. Электропневматический привод для прицепа // Автомобильная промышленность. - 1992. -№3. -с. 8-10.

Подписано к печати 08.10.92. Формат 60x90 1/16. Печ. л. 1,25.
Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 221/582.

УОП ЧГТУ. 454080. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76.