

Украинский транспортный университет

На правах рукописи

НУЖНЫЙ Владимир Васильевич

УДК 629.113-592.001.5

РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО
ПРИВОДА АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Специальность 05.22.02 – Автомобили и тракторы

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Киев - 1996



00739583 (Z)

АВ 34. (10)
исью

Работа выполнена в автомобильно-дорожном институте на кафедре "Автомобили" и в автомобильно-дорожном институте Донецкого Государственного технического университета на кафедре "Автомобили".

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор ФРУМКИН А.К.;
доктор технических наук, профессор КОРЧАГИН В.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор САХНО В.П.;
кандидат технических наук, зав. сектором лаборатории испытаний и диагностики дорожных транспортных средств Госавтотранс НИИпроект, г. Киев АГЕЕВ В.В.

Ведущая организация: Проектно-исследовательский и конструкторско-технологический институт "Киевский стройпроект" Государственной строительной корпорации "Укрстрой", г. Киев.

Защита состоится "31" 05 1996 г. в 10 часов на заседании специализированного совета Д 01.27.02 при Украинском транспортном университете по адресу: 252010, г. Киев, ул. Суворова, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан "26" 04 1996 г.

Учёный секретарь
специализированного совета:
кандидат технических наук,
профессор

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

ДАТРИЕВ Н.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Появление современных автотранспортных средств предполагает создание новых систем для поддержания тормозной эффективности в регламентируемых пределах. В этих условиях возрастает значение постоянного совершенствования конструкции автомобиля в отношении его безопасности, в частности, улучшение тормозных свойств подвижного состава.

Повышение эффективности торможения транспортных средств в условиях увеличения скоростей движения и возрастания интенсивности транспортных потоков, к тому же сложность пневматического тормозного привода при его недостаточном быстродействии для длиннобазных и многозвенных транспортных средств обуславливает необходимость разработки новых систем тормозного управления автомобилей.

Низкое быстродействие пневматического привода тормозов существующих автотранспортных средств приводит к запаздыванию затормаживания и растормаживания удаленных осей, что снижает эффективность торможения, возникают значительные усилия сжатия в сцепных устройствах.

Анализ исследований тормозной динамики автомобилей с учетом функционирования электропневматического тормозного привода показал преимущества его применения. Возможным совершенствованием тормозного управления АТС может явиться разработка тормозной системы, оборудованной электропневматическим приводом с микропроцессорным управлением /ЭПП/.

Требования ГОСТ-22895-77 на тормозные свойства автомобилей к эффективности торможения наряду с этим устанавливают также и такое: "...действие рабочей тормозной системы должно быть регулируемым". Процесс служебного торможения, комфортабельность поездки и управление автомобилем, а также нагруженность узлов тормозной системы и ходовой части в значительной степени зависят от данного свойства тормозного управления автомобиля.

В связи с изложенным исследование и разработка процессорного электропневматического тормозного привода транспортного средства является актуальной задачей.

Цель исследования: обеспечение эффективной динамики торможения автотранспортного средства на основе создания быстродействующего электропневматического тормозного привода с микропро-

цессорным управлением .

Объект исследования: грузовой автомобиль ЗИЛ-4331, оборудованный действующим макетом электропневматического тормозного привода.

Методика исследования включает в себя анализ рабочего процесса ЭП на основе теории автоматического управления и функционирования системы "Водитель - автомобиль" в режиме служебного и экстренного торможения с применением элементов теории оптимального управления. Экспериментальные данные обработаны с использованием методов математической статистики.

Научная новизна:

1. Теоретическое обоснование основных параметров управления электропневматическим тормозным приводом рабочей тормозной системы автотранспортного средства.

2. Разработка новой схемы электропневматического тормозного привода АТС, совместимого с существующими вариантами приводов тормозного управления.

3. Обоснование ступенчатой статической характеристики тормозной системы с процессорным электропневматическим приводом.

4. Разработка алгоритма и математической модели функционирования быстродействующего микропроцессорного электропневматического тормозного привода автомобиля.

Практическая ценность. На основе разработки теоретических положений диссертации, алгоритмов функционирования, математической модели торможения и принципиальной схемы ЭП созданы макетные образцы аппаратов тормозного привода с микропроцессорным управлением грузового автомобиля. Рекомендации, изложенные в работе, могут быть использованы в конструкторских бюро автомобильных заводов при проектировании и совершенствовании тормозных систем с электропневматическим приводом автотранспортных средств.

Реализация результатов работы. Основные результаты исследований являются элементами разработки технического задания на электропневматический тормозной привод перспективных автомобилей ЗИЛ. Разработаны методики проверки соответствия приборов тормозного привода параметрам функционирования тормозной системы автомобиля при лабораторно-дорожных испытаниях. Указанные методики использованы Управлением конструкторских и

экспериментально-исследовательских работ производственного объединения ЗИЛ при проектировании тормозной системы с электропневматическим приводом автомобилей ЗИЛ.

Положения и рекомендации исследования используются в учебном процессе кафедры "Автомобили" Донецкого Государственного технического университета.

Апробация работы. Результаты исследований, обобщенных в диссертации, докладывались и были одобрены на 45...48-й научно-исследовательских конференциях МАДИ /1987...1990г.г./, на 48-й научно-исследовательской конференции СибАДИ/г.Омск, 1989/, на 47-й научной конференции КамПИ /г.Набережные Челны, 1992г./ и на научно-исследовательской конференции ДонТУ /г.Горловка, 1995г./

Публикации. Представленные в диссертации положения, методики, выводы и рекомендации опубликованы в трех печатных работах и защищены двумя авторскими свидетельствами. Макетный образец электропневматического тормозного привода грузового автотранспортного средства экспонировался на бывшей ВДНХ СССР в 1988 году в рамках выставки "Изобретения и научно-технический прогресс в высшей школе".

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографии, насчитывающей 94 наименования, и приложений. Работа изложена на 186 страницах машинописного текста, содержит 7 таблиц и 70 рисунков.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи диссертационной работы, изложены ее научная новизна и практическая ценность.

В первой главе проведены систематизация и обобщение результатов предшествующих исследований создания перспективных электропневматических тормозных приводов автотранспортных средств, принципы построения данного привода и регулируемости действия тормозной системы.

Наряду с экстренным торможением самым распространенным типом замедления является служебное /93...97%/, для совершения которого не требуется максимальное использование сцепных свойств дороги и возможности тормозного управления по эффективности тор-

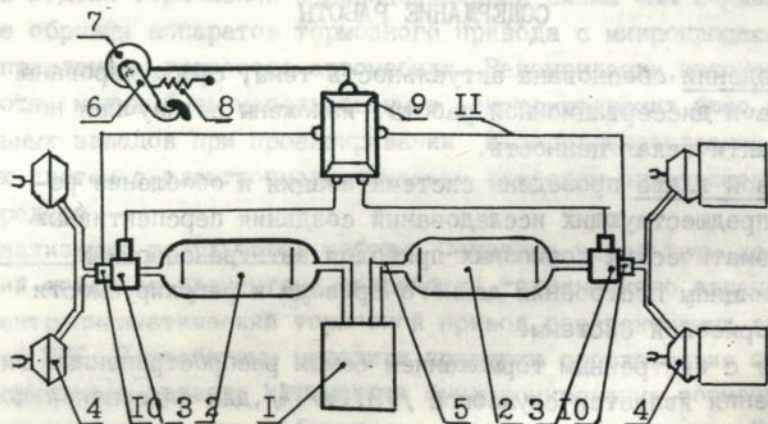
можения.

Дальнейшим развитием совершенствования тормозной системы АТС средней и большой грузоподъемности будет использование микропроцессорного ЭПП. Достоинствами такого привода являются:

- основные узлы пневмопривода не требуют изменения /аппараты подготовки сжатого воздуха, ресиверы, тормозные камеры, штатные тормозные механизмы, шланги и трубопроводы/ ;
- высокое быстродействие привода, не зависящее от длины АТС, желаемая очередность срабатывания тормозных механизмов ;
- электронный блок управления обеспечивает оперативный контроль работоспособности элементов привода и легко берет на себя функции блока управления антиблокировочной системой тормозного управления.

Разработкой и исследованием ЭПП заняты ведущие в этой области техники зарубежные фирмы: "Бош", "Кнорр-Бремзе", "Лукас", "Вако", "Бендикс". В странах СНГ работы по созданию электропневмопривода ведут много лет и ими занимаются в БПИ, МАДИ, НАМИ, КАДИ, НИИАЭ. Попытки в данном направлении предпринимаются крупнейшими производителями грузовых автомобилей ЗИЛ, МАЗ, КамАЗ. Авторами Л.В.Гуревичем, Н.Ф.Метлюком, А.И.Поповым, А.К.Фрумкин разработаны основы функционирования работоспособных макетных образцов электропневматического тормозного привода автомобилей.

Структурная схема рабочей тормозной системы с ЭПП показана на рис. I и включает пневматическую часть с устройствами под-



6 Рис. I. Структурная схема рабочей тормозной системы с ЭПП

готовки сжатого воздуха I, ресиверами 2, осевыми электропневматическими модуляторами давления 3, тормозными камерами 4 и воздухопроводами 5. Управляющая часть содержит педаль 6, кинематически связанную с датчиком хода 7 и нагрузочным устройством 8, микропроцессорный блок управления 9, датчиком давления 10 и линии электрической связи II.

Функционально ЭПП можно рассматривать как систему автоматического регулирования с последовательным соединением звеньев - блока управления и модулятора давления воздуха.

Для предотвращения нежелательного явления колебаний давления сжатого воздуха пороги срабатывания клапанов модулятора "раздвигают", создавая зону нечувствительности к рассогласованию сигналов хода педали и обратной связи давления воздуха в тормозных камерах. Наличие данной зоны приводит к ступенчатому изменению давления в ЭПП, что ограничивает точность установки водителем замедления АТС и оказывает влияние на статическую характеристику тормозного привода - зависимость между установившимся ходом педали и давлением воздуха в тормозных камерах. В настоящее время статическая характеристика служит критерием следящего действия электропневматического тормозного привода.

Ступенчатость выходного давления является одним из показателей качества аппаратов пневматического привода тормозов. Регулируемость действия тормозной системы определяет характер протекания служебного торможения, связь между силой на педали, ходом педали и замедлением автомобиля, а также формой статической характеристики.

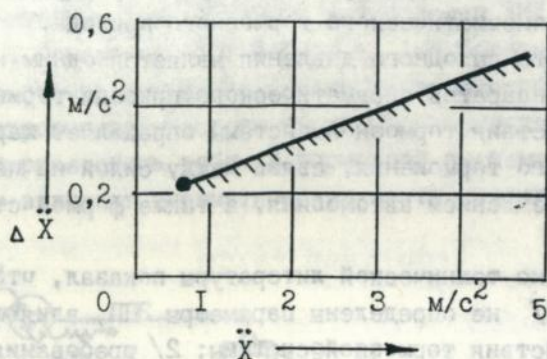
Анализ научно-технической литературы показал, что к настоящему времени: 1/ не определены параметры ЭПП, влияющие на регулируемость действия тормозной системы; 2/ требования, обеспечивающие регулируемое действие тормозной системы, сформулированы в отношении к приводам традиционного типа /гидравлический, пневматический/ и не могут быть без проверки распространены на тормозные системы с процессорным электропневматическим приводом, имеющим дискретное действие.

Во второй главе проведено экспериментальное определение амплитуд управляющих воздействий при служебном торможении. Задачей экспериментального исследования было получение исходных данных для обоснования допустимой ступенчатости статической

характеристики тормозной системы" сила на педали - замедление". Анализ публикаций показал, что этими исходными данными являются разностные пороги различения замедления и силы на педали, а также абсолютный порог различения замедления.

Способ определения порогов различения основан на отождествлении минимальных амплитуд управляемого изменения замедления и управляющего воздействия, то есть силы на тормозной педали, с которым осуществляется служебное торможение.

В соответствии с изложенным были проведены лабораторно-дорожные испытания автомобиля Урал-375 Д с тремя вариантами пневмогидравлического тормозного привода. При испытаниях замедления были типичны для условий реальной эксплуатации подвижного состава с записью диаграмм служебного торможения. При обработке диаграмм измеряли амплитуды управляемых изменений замедления и уровни замедления, с которых они осуществлялись. Пример определения приращений $\Delta \ddot{X}$ от исходных уровней замедления дан на рис. 2.



$$\text{при } \Delta \ddot{X} \leq 0,07 (\ddot{X} + 2,5), \quad \ddot{X} \geq 0,7$$

Рис. 2. Изменение допустимой ступени замедления статической характеристики от исходного уровня замедления

Из сопоставления минимальных амплитуд замедления на рис. 3 и минимальных изменений силы на тормозной педали (рис. 4) можно сделать вывод о достоверности их отождествления, соответствующим

разностным порогам.

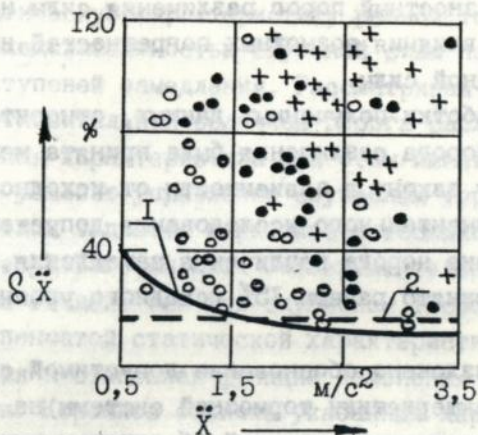


Рис. 3. Относительные приращения замедления в зависимости от уровня замедления:

1 - гиперболическая зависимость;

2 - постоянная зависимость отношения разностного порога различения замедления к исходному замедлению от уровня исходного замедления.

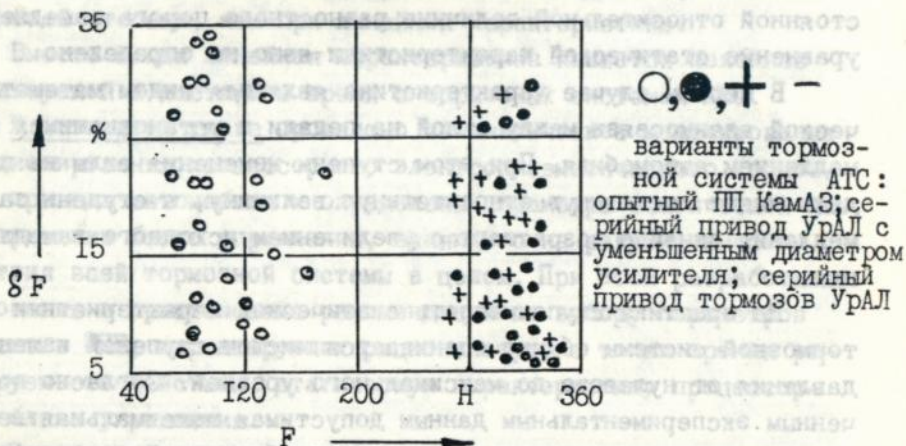


Рис. 4. Относительные приращения силы на педали от уровня силы на педали.

Результаты обработки статистических данных позволили установить абсолютный порог различения замедления, равный $0,7 \text{ м/с}^2$,

что подтверждается и имеющимися данными исследований в пределах $0,7 \dots 1,0 \text{ м/с}^2$. Разностный порог различения силы на педали с целью исключения влияния возможных погрешностей измерений принят равным 7% исходной силы.

На основании обработки полученных данных, относительная величина разностного порога различения была принята меняющейся по гиперболическому закону в зависимости от исходного уровня. Результаты экспериментального исследования допускают также и постоянное значение порога различения замедления, превышающего $1,5 \text{ м/с}^2$, и принято равным 15% исходного уровня замедления.

В третьей главе изложено обоснование допустимой ступенчатости статической характеристики тормозной системы на основе экспериментально установленных значений абсолютных и разностных порогов различения силы на педали и замедления, с которым водитель совершает служебное торможение автомобиля.

Два вида экспериментальных зависимостей разностного порога различения замедления от исходного уровня предопределяют два вида функций, описывающих статическую характеристику тормозной системы АТС. В случае гиперболической зависимости статическая характеристика имеет вид линейной функции. А при постоянной относительной величине разностного порога замедления уравнение статической характеристики явно не определено.

В первом случае характеристика является видом математической взаимосвязи между силой на педали и установившимся замедлением автомобиля. При этом ступени изменения силы на педали имеют постоянную относительную величину, а ступени замедления линейно возрастают с увеличением исходного замедления.

На практике ступенчатость статической характеристики тормозной системы обычно оценивается числом ступеней изменения давления от нулевого до максимального уровней. Согласно полученным экспериментальным данным допустимая максимальная величина ступени замедления, превышающего абсолютный порог различения $0,7 \text{ м/с}^2$, определяется неравенством:

$$\Delta \ddot{x} \leq 0,07(\ddot{x} + 2,5); \quad \ddot{x} > 0,7, \text{ м/с}^2.$$

Графическое решение данного неравенства показывает линейное возрастание допустимого максимума ступени замедления с

увеличением исходного замедления.

Статическую характеристику равной точности можно представить последовательностью ступеней силы на педали и соответствующих ступеней замедления. Рассматривая предположение постоянства относительной величины порога различения замедления статическая характеристика при этом имеет вид степенной функции и по условию управления служебным торможением крутизна характеристики задается параболой с вершиной в начале координат.

В результате анализа экспериментальных данных порогов управляющих воздействий при служебном торможении определены два вида ступенчатой статической характеристики тормозной системы - линейная и степенная функции изменения замедления от силы на педали. Коренное отличие указанных характеристик состоит в допустимой величине ступеней замедления. Для первой - это ограничение, для второй - неравенство.

При этом следует отметить преимущества статической характеристики равной точности перед линейной:

- изменение массы автотранспортного средства не вызывает изменения точности установки замедления ;

- при изменении массы автомобиля сила на тормозной педали, при которой достигается нормативное замедление, меняется в меньшей степени, чем при линейной характеристике.

Вместе с тем линейная характеристика является наиболее используемой в настоящее время в тормозных системах АТС.

В четвертой главе проведено математическое моделирование функционирования процессорного электропневматического тормозного привода автомобиля и определены параметры статической характеристики блока управления, влияющего на регулируемость действия всей тормозной системы в целом. При этом разработаны требования и практические рекомендации по выбору параметров элементов ЭПП, гарантирующих рациональную, с точки зрения регулируемости действия, статическую характеристику процессорного блока управления.

Расчетное определение зоны нечувствительности электронного блока управления аналитически моделировалось с целью предотвращения автоколебаний давления воздуха в ЭПП. В настоящее время величина зоны нечувствительности к рассогласованию задающего сигнала и сигнала обратной связи не обоснована.

Математическая модель процесса изменения давления воздуха при истечении через клапан постоянного сечения с достаточной точностью описывается переходной характеристикой аperiodического звена первого порядка

$$U_p(t) = \begin{cases} 1 - e^{-t/T_H} & ; \dot{U}_p > 0 \text{ - наполнение;} \\ e^{-t/T_C} & ; \dot{U}_p < 0 \text{ - сброс,} \end{cases}$$

где T_H, T_C - постоянные времени при наполнении и сбросе.

На рис.5 представлен переходный процесс функционирования электропневматического тормозного привода при наполнении, выдержке и сбросе давления сжатого воздуха.

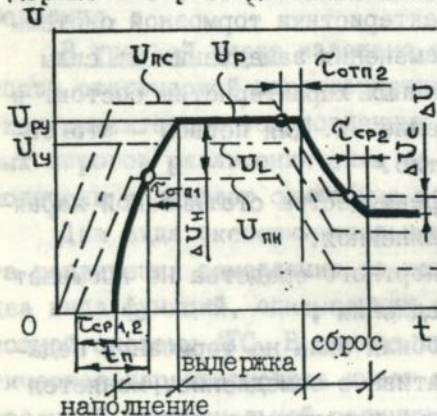


Рис.5. Переходный процесс трёхфазового ЭПШ

При наполнении приращение сигнала обратной связи за время запаздывания $\tau_{отп1}$ составит

$$\Delta U_H = U_{py} - U_{пн},$$

где установившееся значение сигнала обратной связи и порога срабатывания равно

$$U_{py} = 1 - e^{-(t_n + \tau_{отп1})/T_H}; U_{пн} = 1 - e^{-t_n/T_H}$$

Преобразовав, получим при наполнении $\Delta U_H = (1 - U_{py})(e^{\tau_{отп1}/T_H} - 1)$;

$$\Delta U_H = (1 - U_{пн})(1 - e^{-\tau_{отп1}/T_H}).$$

Аналогичные выкладки для процесса сброса дают уравнения приращения сигнала обратной связи за время срабатывания электропневматического клапана сброса $\tau_{ср2}$:

$$\Delta U_C = U_{py}(e^{\tau_{ср2}/T_C} - 1); \Delta U_C = U_{пс}(1 - e^{-\tau_{ср2}/T_C}).$$

Данное уравнение определяет минимально необходимую для предотвращения автоколебаний зону нечувствительности микропроцессорного блока управления.

Таким образом, устойчивая работа ЭПШ без автоколебаний давления обеспечивается при условии: зона нечувствительности блока управления должна быть больше перерегулирования сигнала обратной связи во всем диапазоне задающего сигнала на величину гарантированного запаса. При этом зависимость сигнала обратной связи от задающего сигнала, а значит и зависимость давления в ЭПШ от хода педали будет определяться производной задающего сигнала времени, то есть темпом перемещения педали.

Возможны два предельных темпа перемещения тормозной педали: выше или ^{ниже} темпа изменения давления воздуха.

При изменении задающего сигнала с высоким темпом

$$\Delta U_{py} = U_L - \Delta U/2 + \Delta U_n; \dot{U}_p > 0 \text{ - наполнение;}$$

$$\Delta U_{py} = U_L + \Delta U/2 - \Delta U_c; \dot{U}_p < 0 \text{ - сброс;}$$

Таким образом, статическая характеристика ЭПШ при опережающем изменении задающего сигнала представляет собой кусочно-линейную функцию, имеющей зону нечувствительности при наполнении с нулевого уровня и сбросе с максимального, после чего просходит скачок на отрезок регулирования. Характеристика имеет гистерезис и описывается уравнением:

$$U_p = \begin{cases} 0; & 0 \leq U_L < \Delta U/2; \\ 1 - (1 - U_L + \Delta U/2) e^{-\tau_{отп1}/T_n}; & \Delta U/2 \leq U_L < 1 - \Delta U/2; \\ 1; & 1 - \Delta U/2 < U_L \leq 1; \\ (U_L - \Delta U/2) e^{-\tau_{ср2}/T_c}; & 0 < U_L \leq 1 - \Delta U/2; \end{cases} \begin{matrix} \text{напол-} \\ \text{нение;} \\ \text{сброс.} \end{matrix}$$

Статическая характеристика ЭПШ при медленном изменении задающего сигнала становится дискретным и во всем диапазоне изменения задающего сигнала позволяет получать конечное число уровней сигнала обратной связи. Такая характеристика может быть представлена уравнениями рядов уровней сигналов. Для наполнения:

$$U_{pn} = 1 - e^{n(-\tau_{отп1}/T_n)}; U_{Ln} = 1 - e^{n(-\tau_{отп1}/T_n)} - \Delta U/2;$$

где n - номер уровня в порядке возрастания сигналов от 0. Преобразовав, получим число уровней сигналов обратной связи

$$n = -T_n / \tau_{отп1} \ln |(1 - U_{p2}) / (1 - U_{p1})|.$$

Аналогично получим уравнения статической характеристики электропневматического тормозного привода при сбросе:

$$U_{pm} = e^{m(-\tau_{ср2}/T_c)}; U_{Lm} = e^{m(-\tau_{ср2}/T_c)} + \Delta U/2,$$

где m - номер уровня в порядке убывания сигналов от I. Число уровней сигнала при сбросе

$$m = -T_c / \tau_{ср2} \ln |U_{p2} / U_{p1}|.$$

В пятой главе представлены методика, экспериментальное оборудование и результаты лабораторно-дорожных испытаний по проверке адекватности выводов теоретического и экспериментального исследований процессорного электропневматического тормозного привода.

Объектом испытаний являлся грузовой автомобиль ЗИЛ 4331,

оборудованный действующим макетным образцом ЭП с микропроцессорным управлением. Экспериментальный ЭП /рис. 6/ состоит

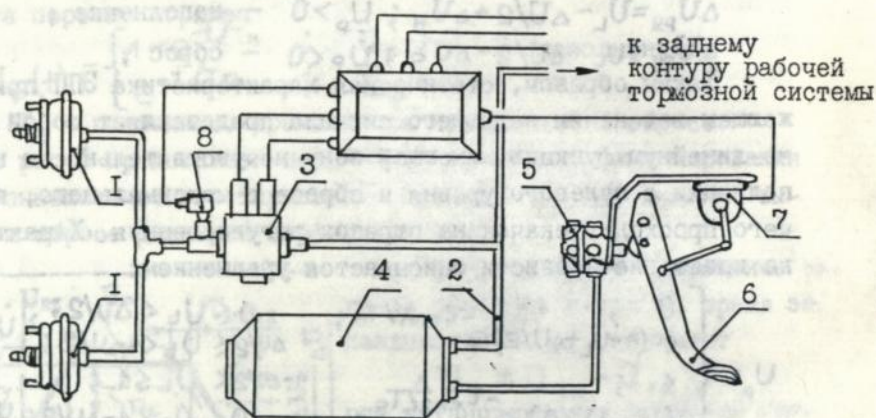


Рис. 6. Схема экспериментального ЭП

из тормозных камер I, подсоединенных трубопроводами 2 к модулятору 3, на вход которого подается сжатый воздух от ресивера 4, соединенного также с серийным тормозным краном 5. Этим обеспечивается нагружение педали 6, связанной кинематически с датчиком 7 задающего сигнала. На выходе модулятора 3 установлен датчик сигнала обратной связи 8. Оба датчика и модулятор подключены к микропроцессорному блоку управления 9. В приводе использован двухклапанный трехфазный модулятор с диафрагменным усилением расхода сжатого воздуха.

Проверка ограничения допустимой максимальной величины степени замедления

$$\Delta \ddot{x} \leq 0,07 (\ddot{x} + 2,5); \quad \ddot{x} \geq 0,7 \text{ м/с}^2,$$

проводилась методом лабораторно-дорожных испытаний. Разработанная методика испытаний принята к использованию бюро тормозов ПО ЗИЛ. При испытаниях воспроизводились служебные торможения до остановки на заданном тормозном пути. В соответствии с рекомендациями ГОСТ 23554.1-79/Г7 в испытаниях участвовали три водителя высокой квалификации. Первые два варианта тормоз-

ной системы имели среднюю за торможение ошибку остановки в заданном пункте I, I и 0,7 м соответственно. Третий вариант тормозной системы, у которой ступени замедления статической характеристики во всем диапазоне замедления удовлетворяли ограничению, получил наименьший ранг регулируемости действия - 0 и обеспечивал безупречную точность остановки автомобиля в заданном пункте. Результаты лабораторно-дорожных испытаний позволяют сделать вывод о правильности ограничения ступеней замедления статической характеристики тормозной системы ЭП. На автомобиле был установлен комплект измерительно-регистрирующей аппаратуры, с помощью которого определялись тормозные свойства АТС. Для измерения тормозного пути автомобиля использовалось "пятое" колесо фирмы "Пайслер" /ФРГ/.

Замедление фиксировалось механическим деселерометром "Мотометер" /ФРГ/.

Для определения эффективности функционирования рабочей тормозной системы автомобиля, снабженной электропневматическим тормозным приводом, получены были теоретическая, экспериментальная и серийная динамические характеристики экстренного затормаживания, представленные на рис. 7 а/, 7б/ и 7в/.

Во время испытаний ЭП стабильно обеспечивал I2...I5 уровней "ступеней" устанавливаемого давления, что позволяло водителям производить затормаживание плавно, без рывков, получать любое замедление автомобиля с практически необходимой точностью в пределах возможного по сцепным качествам между шиной и дорогой.

Экспериментально определено время срабатывания ЭП при экстренном затормаживании для любой оси АТС и составляет 0,3...0,35 с и 0,4...0,45 с при растормаживании. Это в I,5...4 раза быстрее при затормаживании и в 2...5 раз при растормаживании по сравнению с серийным пневмоприводом автомобиля в зависимости от длины.

Результаты экспериментов показали хорошую сходимость с результатами математического моделирования динамики электропневматического привода с точностью 8...10%.

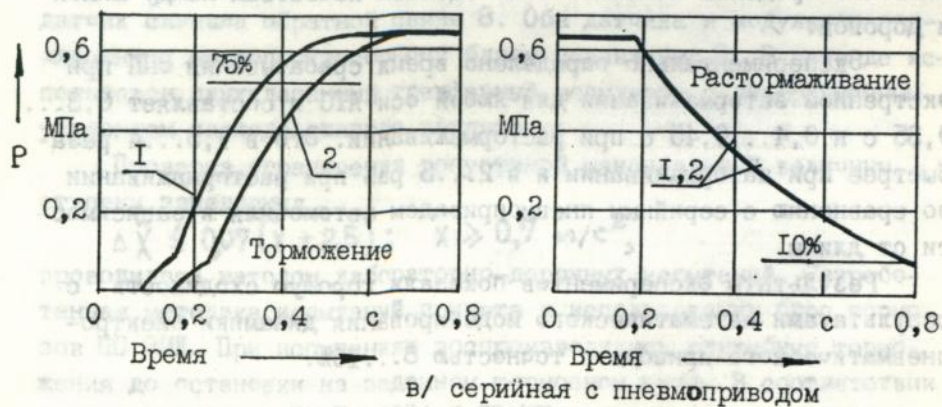
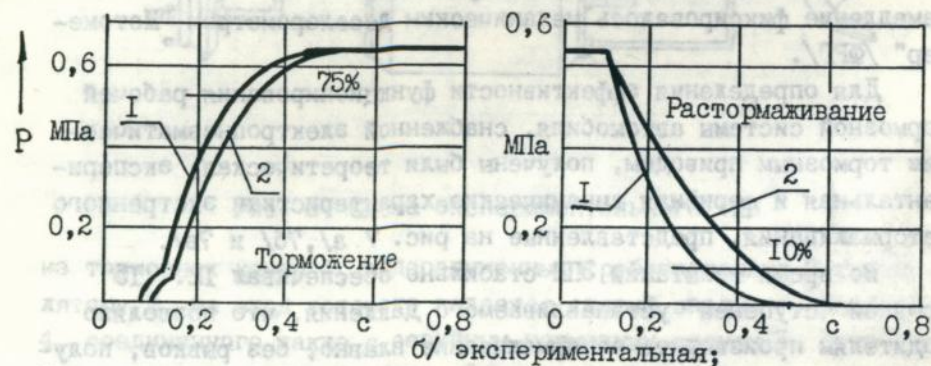
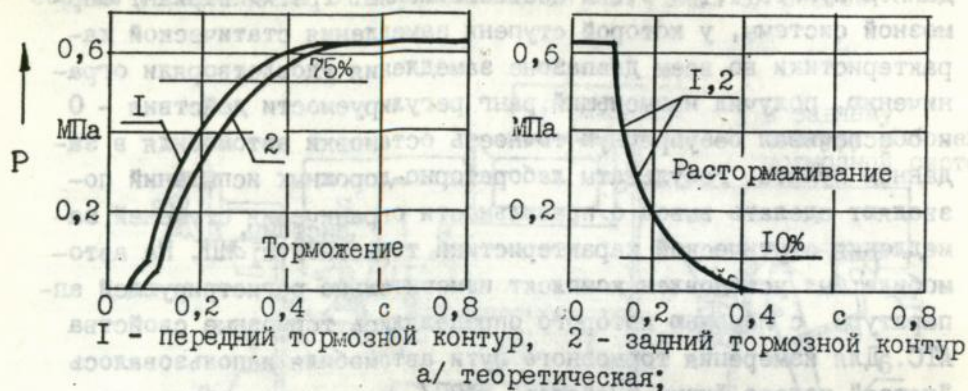


Рис. 7. Динамическая характеристика рабочей тормозной системы с электропневматическим приводом и ПП

1. На основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований разработана новая схема и основные элементы /процессорный блок управления, электропневматический трехфазный модулятор, задатчик тормозной педали/ быстродействующего электропневматического тормозного привода автотранспортного средства, обеспечивающего высокую динамику торможения и улучшение регулируемости действия тормозной системы.

2. Разработана математическая модель процессорного тормозного привода автомобиля, которая позволила определить закономерности его функционирования и выявить конструктивные параметры, влияющие на величину ступеней давления воздуха. Установлено, что с ростом давления ступени уменьшаются при затормаживании: от максимальной величины при замедлении с нулевого уровня до нуля при затормаживании с уровней, близких к максимальному давлению. При растормаживании ступени давления уменьшаются по мере уменьшения уровня давления: максимальная ступень давления имеет место при растормаживании с максимального давления и уменьшается до нуля при растормаживании с уровня близкого к нулю.

Кроме того, во всем диапазоне давлений, как при затормаживании, так и при растормаживании, величины ступеней давления зависят от значения отношения запаздывания срабатывания клапана модулятора к постоянной времени изменения давления: чем больше величина отношения, тем больше ступени давления. К примеру, увеличение отношения с 0,2 до 0,6 приводит к росту ступеней давления с 18 до 45% от максимального давления.

3. На основе экспериментального исследования процесса служебного торможения автотранспортного средства установлены закономерности изменения значений разностного порога замедления:

- отношение разностного порога замедления к исходному замедлению, превышающему $1,5 \text{ м/с}^2$, в равной степени может быть принято меняющимся в гиперболической зависимости от исходного уровня или постоянным, равным 15% исходного замедления;
- разностный порог различения силы на тормозной педали равен 7% от величины исходной силы;
- абсолютный порог различения замедления составляет $0,7 \text{ м/с}^2$.

4. С использованием значений порогов различения водителем при управлении служебным торможением определены:

- диапазон допустимой ступенчатости линейной статической характеристики тормозной системы, а именно, величина ступени замедления не должна превышать 7% от уровня плюс $2,5 \text{ м/с}^2$;
- уравнение и диапазон допустимой ступенчатости нелинейной статической характеристики равной точности.

Учитывая, что ступени изменения давления в электропневматическом тормозном приводе уменьшаются с ростом давления, предпочтительной является линейная ступенчатая статическая характеристика, которая допускает большие ступени замедления на низких уровнях.

5. Экспериментальное сравнение регулируемости действия тормозной системы с тремя вариантами электропневматического привода с микропроцессорным управлением, проведенное при лабораторно-дорожных испытаниях автомобиля ЗИЛ 4331 экспертным методом парных сравнений показало:

- две тормозные системы, ступени замедления которых превышали теоретически установленное допустимое значение в диапазоне до $3,5$ и $2,4 \text{ м/с}^2$ получили одинаковый максимальный ранг регулируемости действия. При этом, средняя за одно затормаживание ошибка остановки автомобиля в заданном пункте составляла $1,1$ и $0,7$ метра соответственно;

- тормозная система, ступени замедления которой удовлетворяли полученному теоретически ограничению во всем диапазоне замедлений, получила наименьший ранг регулируемости действия и обеспечивала безупречную точность остановки автомобиля в заданном пункте;

- время срабатывания электропневматического тормозного привода при экстренном затормаживании составляет $0,3 \dots 0,35$ с и $0,4 \dots 0,45$ с - при растормаживании, а тормозной путь уменьшается на $7 \dots 10\%$ даже для одиночного автомобиля.

Результаты испытаний подтвердили теоретическое обоснование максимально допустимой величины ступеней замедления статической характеристики тормозной системы с процессорным электропневматическим приводом и адекватность результатов теоретических и экспериментальных исследований основных параметров динамики торможения подвижного состава.

6. Дальнейшие исследования по проблеме повышения эффективности динамики торможения автотранспортных средств лежат в области разработки комплексного микропроцессорного электропневматического тормозного привода в сочетании с антиблокировочной, противобуксировочной и противозаносной системами тормозного управления автомобилем.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Попов А.И., Нужный В.В. Оценка характеристик электропневматического тормозного привода // Пути совершенствования автомобиля и его агрегатов: Сб. науч. тр. /МАДИ. - М., 1988. - С. 35-40.

2. Нужный В.В. Микропроцессорный блок управления электропневматического тормозного привода // Тез. докл. 48-й научно-технической конференции Камского политехнического института. - Набережные Челны, 1992. - С.31 .

3. Нужный В.В. Моделирование процесса торможения автопоезда с микропроцессорным электропневматическим приводом тормозов // Тез. докл. 52-й научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ 24-30 января 1994г. - М., 1994.- С.73.

4. А.с. 1518174 СССР, МКИ В60Т13/68. Электропневматический тормозной привод автомобиля / Попов А.И., Нужный В.В. /СССР/.- № 4358029/31-II; Заявлено 04.01.88; Опубл. 30.10.89, Бюл. № 40 // Открытия. Изобретения. - 1989. - С.88.

5. А.с. 1518175 СССР, МКИ В60Т13/68. Электропневматический тормозной привод тягача / Нужный В.В., Попов А.И. /СССР/.- № 4358030/31-II; Заявлено 04.01.88 ; Опубл. 30.10.89, Бюл. №40 // Открытия. Изобретения. - 1989. - № 40. - С.88 .

А Н О Т А Ц І Я

МУДНИЙ В.В. Розробка електропневматичного гальмового приводу автотранспортного засобу.

Дисертація на здобуття вченого ступеню кандидата технічних наук по спеціальності 05.22.02 - Автомобілі і трактори. Український транспортний університет. Київ. 1996.

Дисертаційна робота містить теоретичне обґрунтування основних параметрів керування і ступінчатості статичної характеристики гальмової системи з електропневмоприводом; математичну модель функціонування гальмового приводу; рекомендації при проектуванні, досконаленті і дослідженні гальмових систем; методики перевірки відповіді апаратів приводу параметрам функціонування гальма.

Привод забезпечує ефективну динаміку гальмування автотранспортного засобу на основі створення швидкодіючого електропневматичного гальмового приводу з мікропроцесорним керуванням.

Ключові слова: привод гальмовий електропневматичний, засіб автотранспортний, керування мікропроцесорне, характеристика статична і динамічна, регульованність.

Результати досліджень підтвердили теоретичне обґрунтування максимально допустимий величин ступеня змалдення статичної характеристики гальмової системи з процесорним електропневматичним приводом і адекватність результатів теоретичних і експериментальних досліджень основних параметрів динаміки гальмування подвійного состава.

Результати досліджень підтвердили теоретичне обґрунтування максимально допустимий величин ступеня змалдення статичної характеристики гальмової системи з процесорним електропневматичним приводом і адекватність результатів теоретичних і експериментальних досліджень основних параметрів динаміки гальмування подвійного состава.

Nughny V.V. The development of electropneumatic brake drive of autotransport mean.

Dissertation thesis for the academic degree of candidate of science; speciality 05.22.02 - automobiles and tractors, Ukrainian Transportation University, Kiev, 1996.

Dissertation thesis contains the theoretical grounds for principal parameters of control and succession of static description of electroair - driven brake system; principal scheme of the drive; mathematic model of functioning of the brake drive; recommendations for projecting and testing of brake system; methods of control of the drive details conformity with the brake system functioning parameters.

The electropneumatic brake drive with microprocessing control ensures effective braking dynamics.

Key words: electropneumatic brake drive, autotransport means, microprocessing control, static and dynamic description, regulation.



Подписано в печати 26.04.96г.
Формат бумаги 60x84, 1/16.
Объем 0,88 условных печатных листа.
Заказ №487. Тираж 110 экз. Бесплатно.

Размножено тип. машиностроения им.Кирова С.М.

Подписано к печати 26.04.96г.
Формат бумаги 60x84, I/16.
Объем 0,88 условных печатных листа.
Заказ №487. Тираж 110 экз. Бесплатно.

Размножено тип. машзавода им.Кирова С.М.

444386

AB 34710

AB 34.710

Литература к разделу 56.04.987.
Список документов 60784, 1418.
Одним из документов является документ
Заявка № 110 от 11.04.1988г.

Размещено в кн. «Материалы к делу» С.М.