

УДК 629.114

DOI 10.52928/2070-1616-2024-49-1-11-17

## ДИНАМИКА ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА С АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМОЙ АВТОМОБИЛЯ ОСОБО БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

*С.В. ЕРМИЛОВ, канд. техн. наук, доц. М.И. ЖИЛЕВИЧ, д-р техн. наук, доц. Д.В. КАПСКИЙ  
(Белорусский национальный технический университет, Минск)*

*Проанализированы результаты многовариантного расчета динамики тормозного гидравлического привода с антиблокировочной системой автомобиля особо большой грузоподъемности. Приведены условия проведения дорожных испытаний такого автомобиля с установленной на нем антиблокировочной системой и рассмотрены результаты экспериментальных исследований. Дана оценка влияния принятых допущений на поведение некоторых параметров тормозного гидравлического привода с антиблокировочной системой путем сравнения итоговых характеристик, полученных в ходе аналитических и экспериментальных исследований, позволяющих определить адекватность математической модели.*

**Ключевые слова:** антиблокировочная система, гидравлический тормозной привод, автомобиль особо большой грузоподъемности, динамика гидравлического привода.

**Введение.** Успешное решение поставленных задач для ряда отраслей промышленности во многом зависит от темпов развития автомобильного транспорта, что приводит к постоянному совершенствованию тягово-динамических качеств автомобилей. Увеличение производительности автомобильного транспорта возможно только в том случае, если параллельно будет решаться проблема активной безопасности движения. Безопасность эксплуатации автомобилей при продолжающемся росте их численности, грузоподъемности и скорости движения в значительной степени определяется эффективностью действия и безотказностью тормозов.

Тормозная система должна обеспечивать минимальный тормозной путь, устойчивое замедление и в полной мере использовать технические возможности автомобиля, позволяющие максимально повысить его производительность. Кроме того, большое значение имеет и социально-экономический эффект, который оценивается уменьшением дорожно-транспортных происшествий.

Особого внимания заслуживает применение тормозных антиблокировочных систем (АБС) и их агрегатов, частично реализованных и внедряемых на некоторых марках автомобилей особо большой грузоподъемности (карьерных самосвалах) в виде дополнительной опции.

**Цель и постановка задачи.** В настоящее время АБС является обязательной конструктивной частью практически всех видов автотранспортных средств. Исключение – автомобили особо большой грузоподъемности, где установка таких систем не регламентирована<sup>1</sup>. Однако применение АБС на автомобилях малой и средней грузоподъемности показывает существенное повышение устойчивости и управляемости при торможении транспортного средства на различных поверхностях.

Внедрению любой системы в эксплуатацию предшествует длительный этап экспериментальных исследований, что зачастую сопряжено с существенными финансовыми затратами, которые могут быть сокращены применением математического моделирования, позволяющего изучить поведение различных выходных параметров в зависимости от изменения размеров элементов системы. Например, в тормозных приводах с АБС такими параметрами могут быть давления в узловых точках, перемещения поршней исполнительных гидроцилиндров и т.д. Однако математическое моделирование сопряжено с принятием определенных допущений [1–3], что не дает возможность исключить натурный эксперимент, позволяющий оценить степень адекватности полученной математической модели.

В связи с этим были поставлены следующие задачи:

1. Выполнить анализ влияния параметров гидравлического тормозного привода и модулятора АБС для автомобилей особо большой грузоподъемности на динамические характеристики и устойчивость работы такого привода.

2. Оценить степень влияния допущений, принятых в ходе вывода математической модели динамики гидравлического привода.

**Основная часть.** Для гидравлических тормозных систем автомобилей особо большой грузоподъемности было предложено схемное решение<sup>2</sup>, разделяющее поток рабочей жидкости на основной и вспомогательный путем установки дополнительного клапана с гидравлическим управлением параллельно основному, что позволяет минимизировать инерционность элементов гидравлического модулятора с целью обеспечения заданного

<sup>1</sup> Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения: Правила ЕЭК ООН № 13 (10)/Пересмотр 6. – Минск, 2010. – 276 с.

<sup>2</sup> Гидравлический модулятор для тормозной системы транспортного средства: пат. 19812 Респ. Беларусь, МПК В 60Т 8/48 / М.И. Жилевич, С.В. Ермилов. – Опубл. 30.12.2013.

быстродействия антиблокировочной системы при первом экстренном торможении, когда расход рабочей жидкости имеет максимальное значение. На рисунке 1 представлена гидравлическая тормозная система с АБС автомобиля особо большой грузоподъемности (карьерного самосвала).

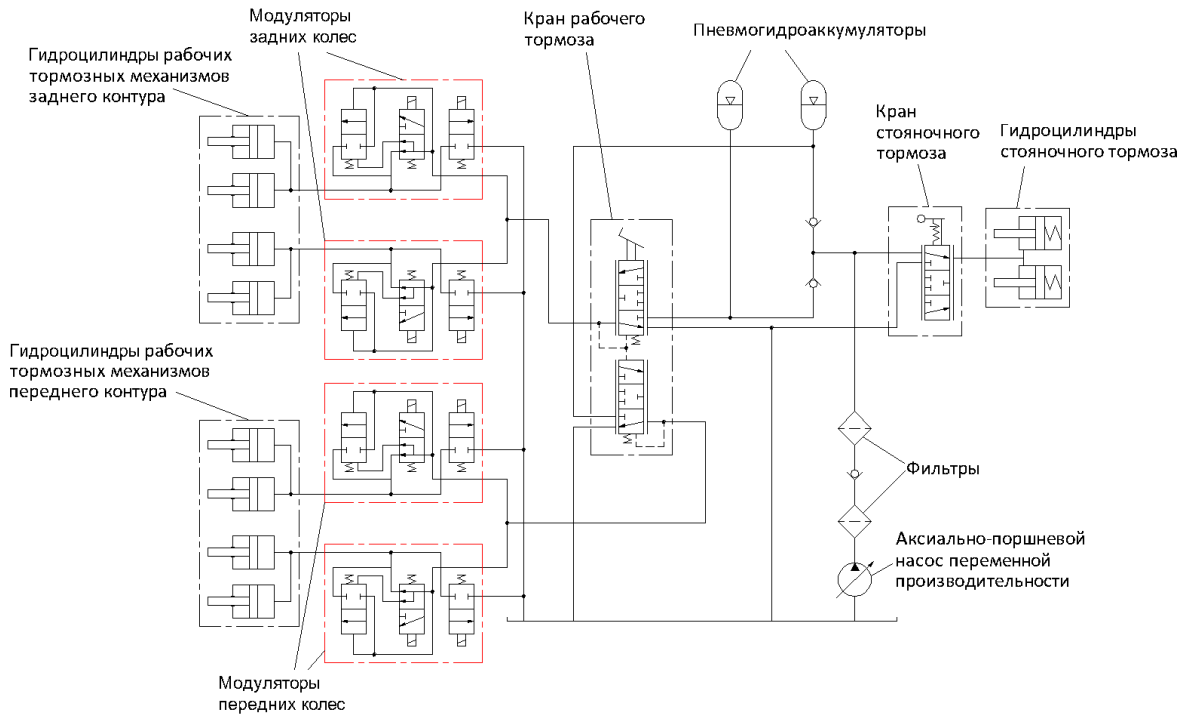


Рисунок 1. – Принципиальная схема тормозного гидропривода с антиблокировочной системой карьерного самосвала

Данной принципиальной схеме (см. рисунок 1) соответствует расчетная схема, приведенная на рисунке 2, на которой приняты следующие обозначения:  $m_i, x_i, R_i, l_i, f_i$  – соответственно масса жидкости, перемещение столба жидкости, сопротивление, длина и площадь  $i$ -го трубопровода ( $i = 1 \dots 17$  – номер трубопровода);  $\Psi(p_j)$  – коэффициент, учитывающий податливость рабочей жидкости в  $j$ -м узле ( $j = 1 \dots 31$  – номер узловой точки);  $z_k$  – перемещение  $k$ -го поршня ( $k = 1 \dots 4$  – номер поршня); ПЛ, ПП, ЗЛ, ЗП – соответственно передний левый и правый и задний левый и правый гидроцилиндры по отношению к колесам автомобиля; ПГА – пневмогидроаккумулятор.

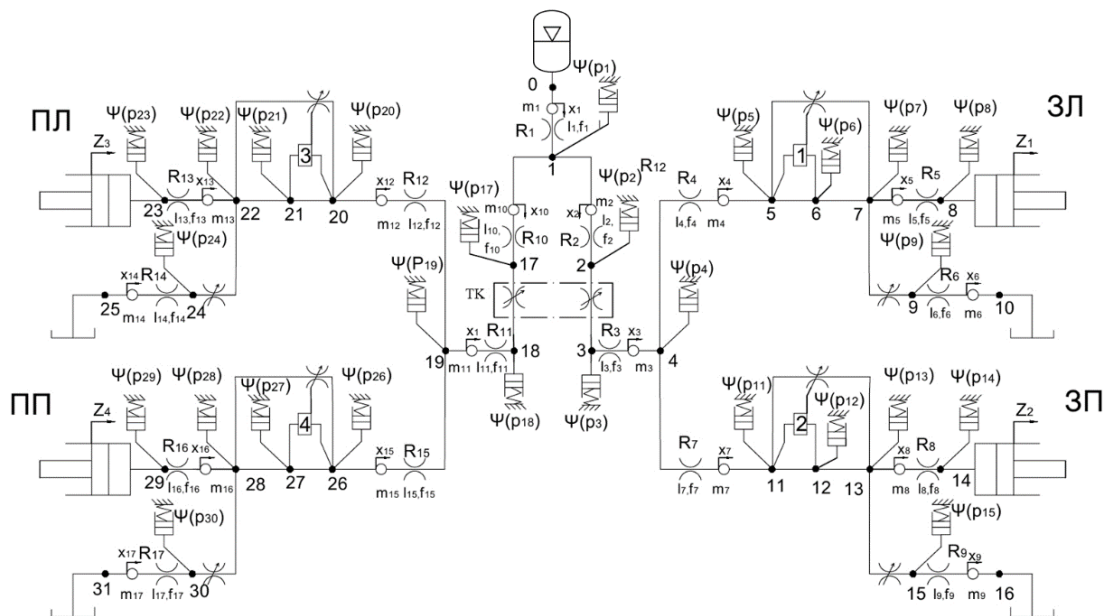


Рисунок 2. – Расчетная схема тормозного гидропривода с антиблокировочной системой карьерного самосвала

На основании методики, представленной в [1], была получена математическая модель, описывающая динамику тормозного привода с АБС как систему с сосредоточенными параметрами<sup>3</sup>.

По разработанной математической модели тормозного гидропривода с предлагаемым модулятором АБС была составлена программа и выполнены расчеты, позволившие оценить влияние параметров предложенного модулятора<sup>4</sup> на быстрдействие исследуемого тормозного привода при первом экстренном торможении, а также динамические характеристики при работе модулятора в циклическом режиме путем многовариантного анализа.

Из расчетной схемы (см. рисунок 2) видно, что контуры тормозного привода с АБС схожи. Следовательно, достаточно исследовать более подробно только один из них.

Расчет проводился для базового набора исходных данных, а также для данных, полученных путем варьирования значений параметров привода. Базовый набор данных был принят на основе предварительного статического расчета [4; 5] и представлен в таблице 1, варьируемые параметры – в таблице 2.

Таблица 1. – Основные исходные данные

Параметр и единицы измерения	Величина
<i>I</i>	2
Максимальное давление, МПа	10
Давление в сливной линии, МПа	0
Длина напорного трубопровода, м	3,3
сливного трубопровода, м	3,3
Коэффициент местного сопротивления в напорном трубопроводе	10
в сливном трубопроводе	10
в трубопроводе модулятор-цилиндр	10
Коэффициент, зависящий от шероховатости трубопровода напорный	0,02
сливной	0,02
трубопровод модулятор-цилиндр	0,02
Эквивалентный диаметр цилиндра, м	0,134
Максимальный ход поршня цилиндра, м	0,005
Начальное положение поршня, м	0
Постоянная (начальная) нагрузка, кН	0,25
Жесткость эквивалентной пружины, кН/м	7500
Приведенная масса подвижных элементов, кг	100
Сила сухого трения, Н	0
Сила вязкого трения, Н/м	0
Плотность жидкости, кг/м <sup>3</sup>	880
Базовый модуль упругости, Па	1,8·10 <sup>9</sup>
Коэффициент модуля упругости, учитывающий давление	10
Коэффициент расхода впускного клапана P1	0,6
выпускного клапана P2	0,6
вспомогательного клапана P3	0,6
Время расчета, с	0,5
Диаметр золотника впускного клапана P1, мм	8
выпускного клапана P2, мм	8
вспомогательного клапана P3, мм	16
Ход золотника впускного клапана P1, мм	1
выпускного клапана P2, мм	1
вспомогательного клапана P3, мм	1,5
Диаметр тормозного крана, мм	25
Время срабатывания тормозного крана, с	0,1
Время начального торможения, с	0,2
Диаметр поршня пневмогидроаккумулятора, м	0,165

<sup>3</sup> Выполнить исследования, обосновать параметры и разработать техническую документацию антиблокировочной и противобуксировочной системы (АБС и ПБС) для карьерных самосвалов с гидравлическим тормозным приводом [Электронный ресурс]: отчет о НИР (заключительный): 1313/17пб-600-01412 / М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. нац. техн. ун-т; рук. М.И. Жилевич; исполн.: П.Н. Кишкевич [и др.]; соисполн.: Е.М. Заболоцкий [и др.]. – Минск: [б. и.], 2019. – 1 электрон. опт. диск (CD-RW). – № ГР 20170832.

<sup>4</sup> Гидравлический модулятор для тормозной системы транспортного средства: пат. 19812 Респ. Беларусь, МПК В 60Т 8/48 / М.И. Жилевич, С.В. Ермилов. – Опубл. 30.12.2013.

Окончание таблицы 1

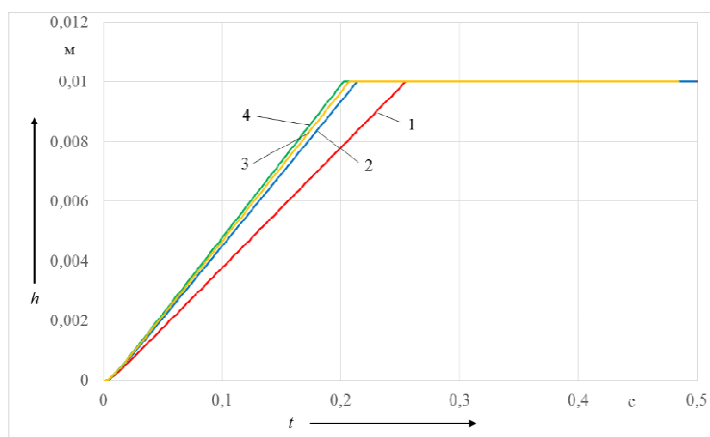
1	2
Полный объем пневмогидроаккумулятора, м <sup>3</sup>	0,0044
Масса золотника вспомогательного клапана РЗ, кг	0,150
Жесткость пружины вспомогательного клапана РЗ, Н/м	200

Таблица 2. – Варьируемые параметры

Параметр и единицы измерения	Величина
Длина трубопровода модулятор-цилиндр, м	0,55; 1,10; 2,20
Диаметр трубопровода напорного, мм сливного, мм модулятор-цилиндр, мм	8; 10; 12; 16 8; 10; 12; 16 8; 10; 12; 16
Время срабатывания впускного клапана Р1, с выпускного клапана Р2, с	0,0179; 0,0142; 0,012 0,0179; 0,0142; 0,012
Время фазы торможения, с оттормаживания, с выдержки давления, с	0,0179; 0,0142; 0,012 0,0179; 0,0142; 0,012 0,0179; 0,0142; 0,012; 0
Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с	30·10 <sup>-6</sup> ; 55·10 <sup>-6</sup> ; 80·10 <sup>-6</sup>
Частота срабатывания модулятора, Гц	8; 10; 12

Анализ расчетов показывает, что предложенное разделение потока на основной и вспомогательный путем параллельного включения вспомогательного клапана РЗ дает возможность значительно снизить перепад давления на гидравлическом модуляторе АБС. Так, применение вспомогательного клапана РЗ с диаметром запорного элемента  $d_{\text{зол3}} = 16$  мм позволяет уменьшить значение перепада давлений приблизительно в 23 раза (с 0,673 МПа до 0,030 МПа). Увеличением диаметра  $d_{\text{зол3}}$  можно снизить перепад давлений до и после предлагаемого модулятора на большее значение. Однако с ростом диаметра золотника эта величина уменьшается незначительно и для значений 20, 25 и 32 мм будет соответственно 0,024; 0,017 и 0,012 МПа.

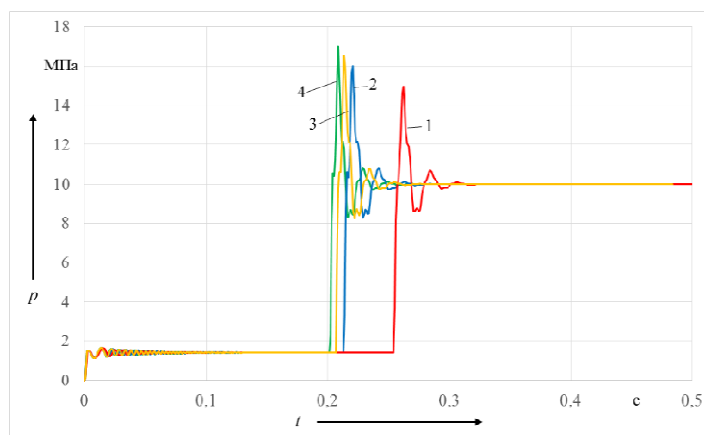
Также наличие вспомогательного клапана оказывает положительный эффект на быстрейшее расшатываемого участка тормозного привода в целом. Результаты расчета, приведенные на рисунке 3, показали, что при применении стандартного модулятора время срабатывания привода составляет 0,251 с. Предлагаемый модулятор с вспомогательным клапаном с золотником диаметра  $d_{\text{зол3}} = 16$  мм позволяет уменьшить перемещение поршня гидроцилиндра на максимальную величину на 0,029 с, что составляет приблизительно 11,5% от времени торможения при применении стандартного модулятора в той же системе. При значении диаметра запорного элемента  $d_{\text{зол3}} = 20$  мм время срабатывания привода составляет 0,21 с, при  $d_{\text{зол3}} = 25$  мм – 0,205 с,  $d_{\text{зол3}} = 32$  мм – 0,202 с, т.е. увеличение быстрейшего действия незначительное.



1 – стандартный модулятор; 2 – предлагаемый модулятор с  $d_{\text{зол3}} = 16$  мм;  
3 – предлагаемый модулятор с  $d_{\text{зол3}} = 20$  мм; 4 – предлагаемый модулятор с  $d_{\text{зол3}} = 32$  мм

Рисунок 3. – Влияние величины диаметра золотника дополнительного клапана РЗ на скорость перемещения поршня исполнительного гидроцилиндра

Увеличение диаметра  $d_{\text{зол3}}$  дополнительного клапана приводит к повышению величины перерегулирования, что видно на графике, представленном на рисунке 4. Согласно графику значение перерегулирования стандартной системы составляет  $\sigma = 51,3\%$ . Введение вспомогательного клапана с диаметром золотника  $d_{\text{зол3}} = 16$  мм увеличивает значение перерегулирования до  $\sigma = 60,7\%$ . При  $d_{\text{зол3}} = 20$  мм перерегулирование составит  $\sigma = 65,2\%$ , при  $d_{\text{зол3}} = 32$  мм  $\sigma = 69,6\%$ , т.е. перерегулирование возрастает.



**1 – стандартный модулятор; 2 – предлагаемый модулятор с  $d_{зол.з} = 16$  мм;  
3 – предлагаемый модулятор с  $d_{зол.з} = 20$  мм; 4 – предлагаемый модулятор с  $d_{зол.з} = 32$  мм**

**Рисунок 4. – Влияние величины диаметра золотника вспомогательного клапана РЗ на давление в исполнительном гидроцилиндре**

При циклическом торможении-оттормаживании падение давления происходит практически мгновенно, но не достигает нуля. Это позволяет реализовать как двухфазный, так и трехфазный алгоритмы работы предложенного модулятора с выдержкой давления необходимой величины после фазы оттормаживания. Поэтому при последующих торможениях требуется значительно меньшее количество рабочей жидкости и время, необходимое для наполнения гидроцилиндра, будет меньше. Таким образом, быстродействие привода зависит лишь от процесса нарастания давления, величина которого влияет и на тормозной момент.

Характер переходного процесса при различных частотах практически не меняется независимо от двух- либо трехфазного алгоритма работы модулятора. Наибольшее влияние изменение частоты работы модулятора оказывает на движение штока гидроцилиндра в обратном направлении во время фазы уменьшения давления, причем при двухфазном алгоритме перемещение штока увеличивается. Применение трехфазного алгоритма и повышение частоты срабатывания модулятора позволяют уменьшить расход жидкости в гидроаккумуляторе.

В работе<sup>5</sup> приведена программа испытаний автомобиля особо большой грузоподъемности с гидравлической тормозной системой с АБС. Испытания проводились на груженом и снаряженном автомобиле на участках полигона с различными покрытиями и на дороге с уклоном 8% с утрамбованным щебеночным покрытием [6].

По результатам испытаний дополнительно установлено, что при плавных торможениях груженого и снаряженного автомобиля особо большой грузоподъемности в системе отсутствуют автоколебания во всем диапазоне изменения угла нажатия тормозной педали, первоочередное включение задних тормозов, приблизительно одинаковые давления на выходах модуляторов одной оси, повышение давлений в начальный момент торможения. Кроме того, было оценено быстродействие тормозного привода с АБС при первом экстренном торможении. Для снаряженной машины время срабатывания составляет 0,55...0,6/(0,5...0,6) с, для груженой – 0,5/0,6 с для передних/задних тормозных механизмов соответственно, что удовлетворяет требованиям по быстродействию тормозного привода.

Торможение самосвала проводилось в одинаковых дорожных условиях с выключенной и включенной АБС.

Работоспособность АБС была обеспечена при всех записанных испытаниях, разворота самосвала при торможении не отмечено.

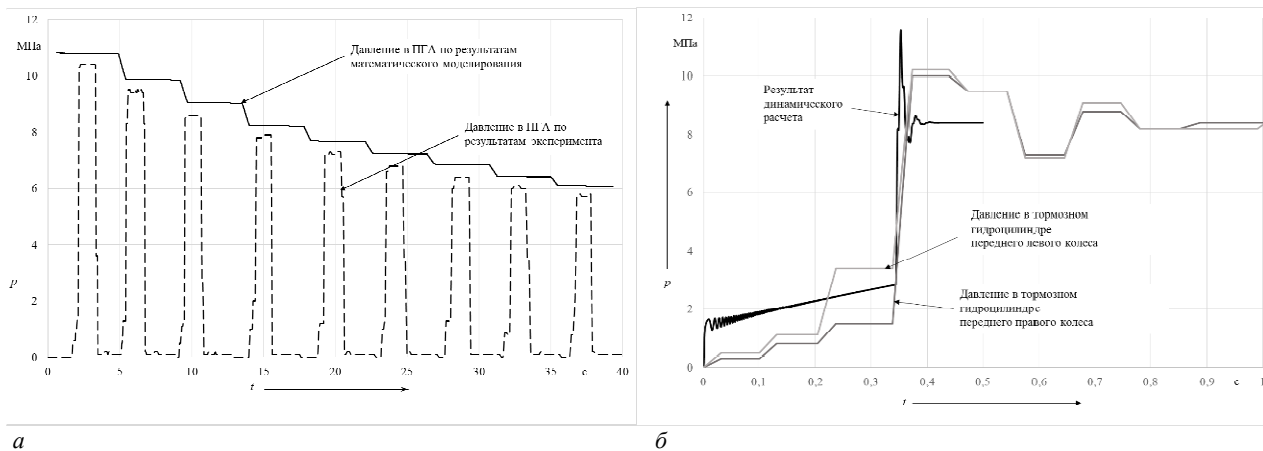
В передних тормозах при работе АБС наблюдались характерные циклы затормаживания-растормаживания с изменением давления от 0,1 до 7,2 МПа, при снижении скорости ниже 2,78 м/с (10 км/ч) и отключении АБС обеспечивается давление от 3,9 до 4,5 МПа.

При работе АБС в задних тормозах наблюдается количество циклов затормаживания-растормаживания при торможении со скорости 13...15 м/с – 6–7 м/с в течение 5...6 с.

На рисунке 5 представлено сравнение результатов динамического расчета и эксперимента, показавшее, что допущения, принятые в ходе математического моделирования, не оказали существенного влияния на ре-

<sup>5</sup> Выполнить исследования, обосновать параметры и разработать техническую документацию антиблокировочной и противобуксировочной системы (АБС и ПБС) для карьерных самосвалов с гидравлическим тормозным приводом [Электронный ресурс]: отчет о НИР (заключительный): 1313/17пб-600-01412 / М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. нац. техн. ун-т; рук. М.И. Жилевич; исполн.: П.Н. Кишкевич [и др.]; соисполн.: Е.М. Заболоцкий [и др.]. – Минск: [б. и.], 2019. – 1 электрон. опт. диск (CD-RW). – № ГР 20170832.

зультаты аналитического исследования (расхождение результатов не превышает 5–7%), что подтверждает возможность использования разработанных математических моделей при проектировании гидравлических тормозных приводов и модуляторов при оснащении автомобилей особо большой грузоподъемности АБС



**а** – энергоемкость пневмогидроаккумулятора; **б** – давление в тормозном гидроцилиндре

**Рисунок 5. – Сравнение результатов динамического расчета и эксперимента**

**Заключение.** На основании вышеизложенного следует:

1) разработаны рекомендации по выбору рациональных конструктивных параметров предлагаемого модулятора, позволяющие выполнить анализ влияния на динамические характеристики и устойчивость работы тормозного гидропривода с АБС. Полученные расчетные динамические характеристики привода по качественным признакам соответствуют ожидаемым, что подтверждает адекватность предложенной модели. Расхождение результатов динамического расчета и экспериментальных исследований не превышает 5–7%, что подтверждает правильность разработанных математических моделей;

2) выполнены испытания автомобиля особо большой грузоподъемности, оснащенного АБС, при различных режимах эксплуатации и подтверждена работоспособность АБС. Результаты испытаний тормозной системы с АБС в составе карьерного самосвала БелАЗ 7555 показали среднюю скорость срабатывания привода 0,5–0,6 с, что соответствует требованиям СТБ 1641-2006.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.
2. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика / Г.А. Аврунин, И.В. Грицай, И.Г. Кириченко и др. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 412 с.
3. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: учеб. для машиностр. вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 4-е изд., стереотип., перепечатка со второго изд. 1982 г. – М.: Альянс, 2010. – 423 с.
4. Ермилов С.В., Жилевич М.И. Расчетные исследования и анализ расходно-перепадных характеристик модулятора гидравлической антиблокировочной системы для автомобилей особо большой грузоподъемности // Вестн. Брест. гос. техн. ун-та. Сер.: Машиностроение. – 2020. – № 4(122). – С. 40–43. DOI: 10.36773/1818-1212-2020-122-4-40-43
5. Method of calculating the design parameters of a modulator anti-lock braking system with a high flow of working fluid / M. Zhilevich, S. Ermilov, D. Kapski et al. // Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria Transport. – 2021. – Vol. 110. – P. 199–210. DOI: 10.20858/sjsutst.2021.110.16
6. Жилевич М.И., Ермилов С.В. Методика и результаты стендовых испытаний макета гидравлического модулятора тормозной системы транспортного средства // Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуатация, технологии: сб. науч. ст. – Минск: БНТУ, 2022. – Вып. 4. – С. 108–113.

#### REFERENCES

1. Metlyuk, N.F. & Aytushko, V.P. (1980). *Dinamika pnevmaticheskikh i gidravlicheskh privodov avtomobilei*. Moscow: Mashinostroenie. (In Russ.)
2. Avrunin, G.A., Gritsai, I.V., Kirichenko, I.G., Moroz, I.I. & Shcherbak, O.V. (2008). *Ob'emnyi gidroprivod i gidropnevmoavtomatika*. Khar'kov: KhNADU. (In Russ.)
3. Bashta, T.M., Rudnev, S.S., Nekrasov, B.B., Baibakov, O.V. & Kirillovskii, Yu.L. (2010). *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody*. Moscow: Al'yans. (In Russ.)
4. Ermilov, S.V. & Zhilevich, M.I. (2020). Raschetnye issledovaniya i analiz raskhodno-perepadnykh kharakteristik modulyatora gidravlicheskoj antiblokirovochnoi sistemy dlya avtomobilei osobo bol'shoi gruzopod'emnosti [Calculation

- studies and analysis of flow-drop characteristics of the modulator of a hydraulic anti-lock braking system for vehicles with particularly heavy load capacity]. *Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Mashinostroenie [Vestnik of Brest State Technical University. Series: Mechanical engineering]*, 4(122), 40–43. DOI: 10.36773/1818-1212-2020-122-4-40-43 (In Russ., abstr. in Engl.)
5. Zhilevich, M., Ermilov, S., Kapski, D., Vovk, Y., Lyashuk, O. & Vovk, I. (2021). Method of calculating the design parameters of a modulator anti-lock braking system with a high flow of working fluid. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria Transport*, (110), 199–210. DOI: 10.20858/sjsutst.2021.110.16
  6. Zhilevich, M.I. & Ermilov S.V. (2022). Metodika i rezultaty stendovykh ispytani maketa gidravlicheskogo modulyatora tormoznoi sistemy transportnogo sredstva [Methodology and results of bench tests of the layout of the hydraulic modulator of the vehicle brake system]. In S.V. Kharitonchik (Eds.). *Transport i transportnye sistemy: konstruirovaniye, ekspluatatsiya, tekhnologii* (108–113). Minsk: BNTU. (In Russ., abstr. in Engl.)

Поступила 09.01.2024

## STUDY OF THE DYNAMICS OF THE BRAKE DRIVE WITH AN ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM FOR A PARTICULARLY HEAVY-DUTY VEHICLE

**S. ERMILOV, M. ZHILEVICH, D. KAPSKI**  
(Belarusian National Technical University, Minsk)

*The article analyzes the results of a multivariate calculation of the dynamics of a hydraulic brake drive with an anti-lock braking system for a particularly heavy-duty vehicle and performed it. The conditions for conducting road tests of such a car with an anti-lock braking system installed on it are given and the results of experimental studies are analyzed. An assessment was made of the influence of the accepted assumptions on the behavior of some parameters of such a drive by comparing the final characteristics obtained during analytical and experimental studies, which made it possible to determine the adequacy of the mathematical model.*

**Keywords:** anti-lock braking system (ABS), hydraulic brake drive, heavy-duty vehicle, hydraulic drive dynamics.