

Научная статья
УДК 621.879.32
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2026-23-2-184-195>
EDN: DYUEMR



ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ В ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

А.П. Миллер^{1,2} ✉, К.Г. Пугин^{1,2}, Р.Ф. Шаихов¹

¹Пермский государственный аграрно-технологический университет имени академика Д.Н. Прянишникова, г. Пермь, Россия

²Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь, Россия

✉ ответственный автор
aleksandrmillera@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Введение. Продолжительность эксплуатации гидропривода рабочих органов наземных машин зависит от своевременной их диагностики. Выход из строя гидравлической системы во время работы в сложных условиях может привести к значительным экономическим затратам для восстановления её работоспособности. Для предотвращения внезапных отказов гидроцилиндров следует проводить диагностику с учётом показателей по результатам, по которым можно сделать вывод о техническом состоянии.

Материалы и методы. Исследование базируется на использовании переходного процесса (гидроподпора) и перетока жидкости между полостями гидроцилиндра с фиксацией утечек в сопряжении «поршень-гильза» и получения характеристики отклика на эти факторы. В качестве параметра отклика предложено использовать скорость нарастания давления (угол повышения давления). В данной статье приведён теоретический анализ. Установлено, что в качестве диагностирующего параметра можно использовать скорость нарастания давления в сливной магистрали, которая учитывает давление и утечки в гидроцилиндре.

Результаты. В результате исследования было установлено влияние утечки между полостями гидроцилиндра на угол повышения давления, также проведены эксперименты, насколько влияет тип трубопровода на скорость нарастания давления ввиду влияния коэффициента объёмной жёсткости.

Обсуждение и заключение. Исследование подтвердило влияние объёмной жёсткости трубопроводов на угол повышения давления. Угол повышения давления для рукавов высокого давления составил от 43,1 до 40,7 градусов (разница 17,5%) включительно, а для стального трубопровода от 45,7 до 44,5 (разница 20,3%) соответственно, что говорит о влиянии жёсткости трубопровода гидропривода на угол повышения давления.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: гидроцилиндр, угол повышения давления, рабочая жидкость, диагностирование, утечка

Статья поступила в редакцию 17.01.2026; одобрена после рецензирования 16.02.2026; принята к публикации 17.04.2026.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Миллер А.П., Пугин К.Г., Шаихов Р.Ф. Дополнительные параметры в технической диагностике гидроцилиндров // Вестник СибАДИ. 2026. Т. 23, № 2. С. 184-195. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2026-23-2-184-195>

© Миллер А.П., Пугин К.Г., Шаихов Р.Ф., 2026



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Original article
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2026-23-2-184-195>
EDN: DYUEMR

ADDITIONAL PARAMETERS IN THE TECHNICAL DIAGNOSTICS OF HYDRAULIC CYLINDERS

Alexandr P. Miller^{1,2} ✉, Konstantin G. Pugin^{1,2}, Rinat F. Shaikhov¹

¹Perm State Agro-Technological University named after academician D.N. Pryanishnikov, Perm, Russia

²Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia

✉ corresponding author
aleksandrmllera@mail.ru

ABSTRACT

Introduction. The service life of the hydraulic drive for ground vehicle working parts depends on their timely diagnostics. Failure of the hydraulic system during operation in difficult conditions can lead to significant financial wastes to restore its operability. To prevent sudden failures of hydraulic cylinders, diagnostics should be carried out taking into account the indicators based on the results, which can be applied to define the technical condition.

Materials and methods. The study is based on the use of a transient process (hydraulic support) and fluid flow between the cavities of a hydraulic cylinder with a leakage detection in the piston-sleeve interface and obtaining response characteristics to these factors. It is proposed to use the pressure rise rate (pressure rise angle) as a response parameter. This article provides a theoretical analysis. It has been established that the rate of pressure rise in the drain line can be used as a diagnostic parameter, which takes into account pressure and leaks in the hydraulic cylinder.

Results. As a result of the study, the effect of leakage between the cavities of the hydraulic cylinder on the angle of pressure increase has been established, experiments have also been conducted to determine the effect of pipeline type on the rate of pressure rise due to the influence of the volumetric stiffness coefficient.

Discussion and conclusion. The study has confirmed the influence of the volumetric stiffness of the pipelines on the pressure rise angle. The pressure rise angle for the high-pressure hoses ranged from 43.1 to 40.7 degrees (a difference of 17.5%), inclusive, and for the steel pipeline from 45.7 to 44.5 (a difference of 20.3%), respectively, which indicates the influence of the rigidity of the hydraulic drive pipeline on the pressure rise angle.

KEYWORDS: hydraulic cylinder, pressure rise angle, working fluid, diagnosis, leakage

The article was submitted: January 17, 2026; approved after reviewing: February 16, 2026; accepted for publication: April 17, 2026.

All authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation. Miller A.P., Pugin K.G., Shaikhov R.F. Additional parameters in the technical diagnostics of hydraulic cylinders. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2026; 23 (2): 184-195. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2026-23-2-184-195>

© Miller Alexandr P., Pugin Konstantin G., Shaikhov Rinat F., 2026



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

Долговечность гидрофицированных машин в значительной мере определяется своевременностью диагностики их гидросистем [1, 2, 3]. Оценка состояния гидравлических систем может проводиться с использованием различных диагностических параметров, таких как давление, расход и температура рабочей жидкости [4, 5, 6].

Современные гидросистемы, применяемые в машиностроении, строительных и дорожных машинах, характеризуются высокой энергонасыщенностью и сложной структурой, включающей насосы, распределительную аппаратуру, исполнительные механизмы, трубопроводы и вспомогательные элементы [3]. Надёжность таких систем в значительной степени определяется их техническим состоянием, которое изменяется в процессе эксплуатации под воздействием износа, старения рабочей жидкости, появления утечек и газовых включений [2, 4].

Традиционные методы контроля технического состояния гидросистем, основанные на анализе установившихся параметров (давление, расход, температура), обладают ограниченной чувствительностью к начальным стадиям деградации элементов. В связи с этим актуальной является разработка и обоснование диагностических методов, использующих динамические параметры, отражающие переходные процессы в гидросистеме [3, 4].

Одним из таких параметров является скорость нарастания давления, регистрируемая в неустановившихся режимах работы. Данный параметр интегрально отражает совокупность физических процессов, протекающих в гидросистеме, и потому представляет значительный интерес с точки зрения диагностики [5].

Современные подходы к диагностике гидросистем уделяют значительное внимание динамическим характеристикам давления как информативному признаку неисправностей [5, 6]. Одной из актуальных тем являются методы анализа переходных состояний и сигналов давления для обнаружения дефектов [7, 8]. Так, в ряде работ анализируются высокочастотные составляющие сигналов давления и их спектральные признаки для диагностики физических состояний насосов и гидросистем в переходных режимах, включая применение методов обработки сигналов для выявления аномалий в динамике давления и расхода рабочей жидкости [9, 10, 11].

В статье [12] изложены результаты экспериментальных исследований, касающихся влия-

ния давления рабочей жидкости, температуры и её вязкости на характеристики гидросистем. В исследованиях [11, 13, 14] авторов из Белорусско-Российского университета и Тюменского индустриального университета показаны примеры влияния некоторых факторов на работоспособность отдельных элементов гидросистемы. В предыдущих исследованиях было продемонстрировано, что эксплуатационные условия гидросистем существенно влияют на их эффективность и функционирование отдельных компонентов. При достижении определённых значений диагностических параметров общая работоспособность гидравлических систем может оказаться неудовлетворительной.

Диагностические данные, включая изменения температуры, давления рабочей жидкости и наличие твердых частиц в ней, предоставляют возможность оценить контролируемый параметр двумя дискретными значениями [15]. Это позволяет определить текущий характер изменения технического состояния гидросистемы [9, 10]. Однако использование таких диагностических данных, как правило, не позволяет сделать прогнозы о будущем состоянии системы, в том числе с использованием искусственного интеллекта [14, 15, 16].

В статьях китайских авторов [17, 18, 19] из университета г. Цинань и г. Шанхай приведена диагностика гидравлической системы экскаватора с использованием дерева отказов и нейронных сетей, что требует внедрения большого количества датчиков и большого времени на обучение, но позволяет оперативно реагировать на изменения измеряемых показателей, таких как вибрация гидронасоса и температура утечки рабочей жидкости.

В статье [20] польского автора из Гданьского морского университета предложено использовать оптимальный момент запуска гидравлической системы для минимизации рисков теплового удара с учётом зазоров в ней, что подчёркивает важность температуры рабочей жидкости.

После анализа приведённых выше исследований и основываясь на своём опыте, предлагаем дополнительно учитывать теорию объёмной жесткости, что позволит получить более точные экспериментальные данные и в дальнейшем разработать метод диагностики гидроцилиндров отличных от других.

Как было отмечено в исследовании [1], в гидравлических приводах носителем энергии является рабочая жидкость, которая под вы-

соким давлением транспортируется по магистралям гидравлической системы. При этом в связи с сжатием жидкости и деформации трубопроводов, на неустановившихся режимах работы системы, нарушается действие уравнения неразрывности потока. Это осложняет моделирование работы таких систем на неустановившихся режимах.

Классическим подходом к моделированию работы гидравлического привода на не установившихся режимах является введение некоторого фиктивного расхода рабочей жидкости, который компенсирует нарушение действия уравнения неразрывности. Однако более перспективным методом расчёта силового гидравлического привода является применение теории объёмной жёсткости [8]. В этом случае в математической модели взамен приведенного модуля упругости системы используют приведенный коэффициент объёмной жёсткости, определённый для большинства гидроаппаратов, в том числе и гидравлических линий.

Изменение давления в замкнутом объёме гидросистемы при перекрытии потока определяется балансом между подачей насоса и расходами, не участвующими в сжатии рабочей среды. Реальная гидросистема обладает конечной сжимаемостью, обусловленной как свойствами рабочей жидкости, так и упругостью элементов конструкции [9].

Для учёта совокупного влияния этих факторов вводится понятие эффективной объёмной жёсткости гидросистемы. Процесс нарастания давления в напорной магистрали можно представить выражением

$$\frac{dp}{dt} = \frac{K_{эф}}{V_{эф}} (Q_n - Q_{ут}(p)), \quad (1)$$

где $K_{эф}$ – эффективная объёмная жёсткость гидравлической системы;

$V_{эф}$ – приведённый объём жидкости в гидросистеме;

Q_n – подача насоса;

$Q_{ут}$ – расход утечек.

При линейной зависимости утечек от давления (p) решение уравнения имеет экспоненциальный характер.

Внутренние утечки приводят к уменьшению скорости нарастания давления и увеличению кривизны зависимости $p(t)$. Газонасыщенность рабочей жидкости вызывает резкое снижение эффективной объёмной жёсткости, что проявляется в пологом начальном участке кривой давления. Износ насоса сопровождается снижением установившегося давления при сохранении формы зависимости.

Эффективную объёмную жёсткость гидравлической системы можно представить как совокупность отдельных элементов, имеющих свои жёсткости (рисунок 1).

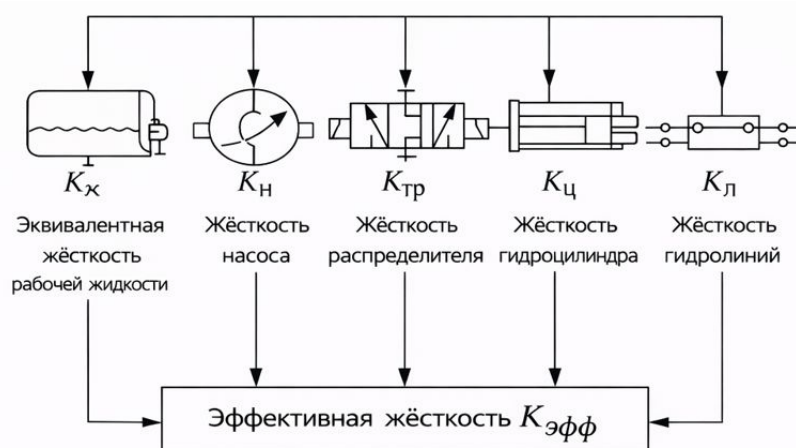


Рисунок 1 – Упрощённая схема приведённых жёсткостей гидросистемы
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Simplified diagram of the hydraulic system stiffnesses under consideration
Source: compiled by the authors.

Эффективная жёсткость системы определяется как совокупность жёсткостей отдельных элементов, соединённых последовательно по принципу суммирования обратных величин:

$$\frac{1}{K_{\text{эф}}} = \frac{1}{K_{\text{ж}}} + \frac{1}{K_{\text{н}}} + \frac{1}{K_{\text{р}}} + \frac{1}{K_{\text{ц}}} + \frac{1}{K_{\text{л}}}, \quad (2)$$

где $K_{\text{ж}}$, $K_{\text{н}}$, $K_{\text{р}}$, $K_{\text{ц}}$, $K_{\text{л}}$ – жёсткости рабочей жидкости, насоса, распределителя, гидроцилиндра и гидролиний соответственно [9].

Определение коэффициентов приведённой объёмной жёсткости трубопроводов гидравлической системы, и особенно рукавов высокого давления, позволяет значительно повысить качество теоретических исследований гидравлических приводов машин и механизмов.

Анализируя взаимное влияние на общую жёсткость всей гидросистемы, можно предположить, что при $t \rightarrow 0$ и малых значениях давления, величина утечек стремится к нулю, вследствие чего выражение для диагностического критерия по скорости нарастания давления принимает вид

$$K_d = \frac{K_{\text{эф}}}{V_{\text{эф}}} Q_{\text{н}}. \quad (3)$$

Таким образом, диагностический критерий K_d определяется исключительно эффективной объёмной жёсткостью гидросистемы и действительной подачей насоса q и может быть рассчитан в дальнейших исследованиях по данной тематике.

Физический смысл критерия K_d заключается в оценке способности гидросистемы накапливать энергию давления за счёт сжатия рабочей жидкости и упругой деформации элементов конструкции. Снижение K_d свидетельствует о наличии газа в рабочей жидкости; увеличении податливости элементов системы; снижении действительной подачи насоса.

Номинальное значение K_d соответствует исправному состоянию гидросистемы при заданных условиях испытаний. Таким образом, критерий K_d может быть использован в качестве интегрального показателя объёмной жёсткости и герметичности гидросистемы и, как следствие, может быть использован в качестве диагностического показателя технического состояния гидравлической системы. В отличие от установившегося давления, критерий K_d не зависит от установившегося баланса расходов и позволяет выявлять дефекты на ранней стадии их развития. Наибольшая диагностическая чувствительность критерия

наблюдается при анализе начального участка переходного процесса (нарастания давления), где влияние утечек минимально, а влияние сжимаемости максимально.

В исследовании [2] показано, что анализ изменения скорости во времени указывает на существенное отличие характера перемещения поршней гидроцилиндров при учёте и без учёта приведённых объёмных жёсткостей гидроцилиндров. Главным отличием является то, что при учёте приведённой объёмной жёсткости гидроцилиндров по мере выдвижения поршней амплитуда колебания их скорости увеличивается: это объясняется уменьшением приведённой объёмной жёсткости гидроцилиндров. В то же время при бесконечной объёмной жёсткости гидроцилиндров амплитуда колебания скорости поршней остаётся неизменной.

В работе [1] было установлено, что при экспериментальном исследовании зависимостей приведённого коэффициента объёмной жёсткости рукавов высокого давления (РВД) от давления было также замечено, что жёсткостные свойства РВД обратно пропорциональны их длине. Таким образом, нет необходимости экспериментально определять коэффициенты приведённой объёмной жёсткости каждого из них, достаточно лишь знать коэффициент приведённой объёмной жёсткости единицы длины каждого типа оболочки [9,10].

Анализ исследований [1, 2] показал, что основная разница в жёсткости РВД и металлических труб заключается в показателе «Податливость стенок трубы». У труб он гораздо больше, чем у РВД, что положительно влияет на жёсткость всей системы.

Для оценки степени износа уплотнительных элементов поршня гидроцилиндра во время производственной эксплуатации гидросистемы возможно использовать изменение скорости нарастания давления в полости гидроцилиндра при переходе из движения поршня без внешней нагрузки к остановке при резкой блокировке сливной магистрали. Блокировка сливной магистрали непосредственно у гидроцилиндра будет имитировать непреодолимую нагрузку для гидроцилиндра. Рассматривая гидроцилиндр как тело, имеющее определённую жёсткость своих элементов, скорость нарастания давления в гидроцилиндре будет пропорциональна этой жёсткости. При изменении уплотнительных свойств гидроцилиндра, вследствие перетечки части жидкости, жёсткость гидроцилиндра как тела будет меньшей и меньшей будет скорость на-

растания давления в полости гидроцилиндра. В этой связи мы рекомендуем использовать в качестве диагностических параметров угол повышения давления, что характеризует скорость нарастания давления [5] в напорном трубопроводе, и величину утечек в сливной магистрали, которые позволяют определить техническое состояние гидроцилиндра, а также дать прогноз допустимого времени эксплуатации. Для повышения эффективности предлагаемого диагностического показателя необходимо учитывать объемную жесткость гидромагистралей, которая может внести значительные коррективы в точность оценки технического состояния гидроцилиндров.

Для подтверждения выдвинутой теории необходимо установить влияние жесткости трубопроводов на значение предлагаемого диа-

гностического показателя – угла повышения давления.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Для подтверждения влияния теории объёмной жёсткости на угол повышения давления были проведены эксперименты, где использован гидроцилиндр с уплотнениями поршня, уже имеющими наработку и требующие замены. Степень износа была оценена с помощью определения утечки жидкости через данное уплотнение при его установке на поршень. Опыты проведены на гидравлическом стенде с возможностью регулировки давления в напорной магистрали с помощью дросселя [5]. Гидравлическая схема стенда представлена на рисунке 2.

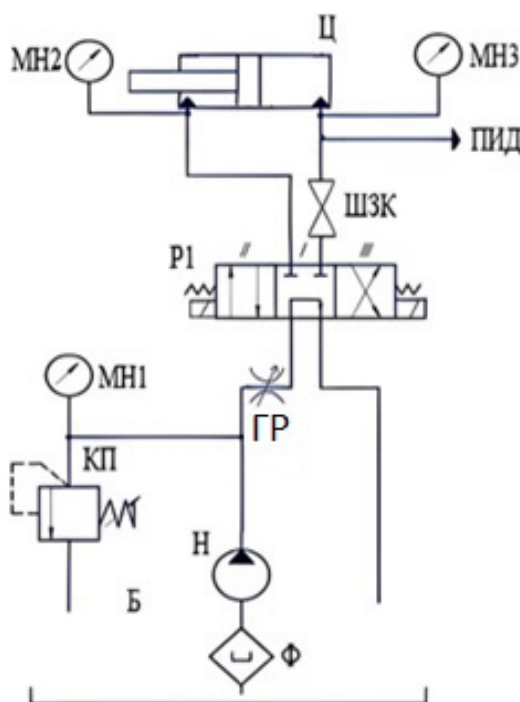


Рисунок 2 – Принципиальная гидравлическая схема стенда:
 Б – бак, Ф – фильтр, Н – насос, КП – клапан предохранительный, ШЗК – шаровой запорный клапан,
 МН1 – манометр, ГР – гидроклапан редуцирующий, Р1 – гидрораспределитель,
 МН2 и МН3 – дублирующие манометры избыточного давления по магистралям,
 ПВД – преобразователь избыточного давления, Ц – исследуемый гидроцилиндр
 Источник: составлено авторами.

Figure 2 – Schematic hydraulic diagram of the stand.
 B – tank, F – filter, H – pump, KP – safety valve, SHZK – ball shut-off valve, MN1 – pressure gauge,
 GR – pressure reducing hydraulic valve, R1 – hydraulic distributor,
 MN2 and MN3 – backup pressure gauges for the excess pressure in the lines,
 PID – overpressure converter, TC - hydraulic cylinder under test
 Source: compiled by the authors.

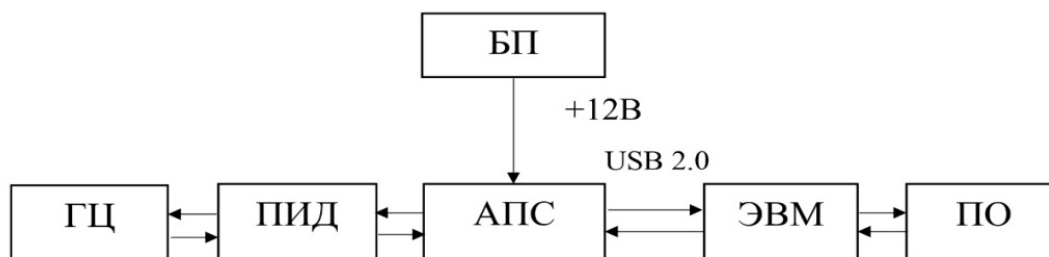


Рисунок 3 – Принципиальная схема аппаратно-программного комплекса
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – Schematic diagram of the hardware and software complex
Source: compiled by the authors.

В качестве рабочей жидкости (РЖ) использовано гидравлическое масло с товарной маркой ВМГЗ со следующими характеристиками: кинематическая вязкость при $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ $16\text{ мм}^2/\text{с}$, вязкость динамическая $967\text{ мПа}\cdot\text{с}$, плотность при $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 852 кг/м^3 .

В гидросистеме установлены: насос НШ-10, гидроспределитель Р1 с двумя электромагнитными клапанами, шаровой запорный клапан (ШЗК) модели V2RH с рабочим давлением 35 МПа и максимальным расходом РЖ 180 л/мин , преобразователь избыточного давления (ПИД) ПД 100 – ДИ измеряет давление РЖ в диапазоне измерений: от $0,06$ до 10 МПа , манометры избыточного давления (МН2, МН3) модели ТМ-610Р.00 служат для дублирования показаний при проведении испытаний как в поршневой, так и при необходимости в штоковой полости гидроцилиндра, предохранительный клапан КП модели VMP L не допускает повышения давления в гидросистеме сверх его регулировки (от 1 до 18 МПа) [5, 6].

ШЗК используется только при измерении угла повышения давления. Для измерения утечек из гидроцилиндра он открыт и не участвует в экспериментах по их определению.

Для регистрации показаний давления в гидроцилиндре и вывода их на мониторе компьютера (ЭВМ) с помощью разработанного программного обеспечения (ПО) был использован аппаратно-программный комплекс (АПК) [5]. Его принципиальная схема представлена на рисунке 3.

Диагностический комплекс состоит из аппаратно-программного средства (АПС), ЭВМ (но-

утбук), ПО (разработанная компьютерная программа для отображения графика повышения давления), преобразователя избыточного давления (ПИД) и блока питания с напряжением питания 12 В (БП). В качестве АПС выступает Arduino Uno. Arduino – это открытая платформа, которая позволяет создавать различные устройства для измерения, преобразования и управления аналоговыми и цифровыми сигналами.

На экране ЭВМ при проведении испытания в ПО автоматически строится график повышения давления. На графиках по оси X отложено время в миллисекундах, а по оси Y давление МПа. Интервалы между вертикальными осями на графике равны 10 миллисекундам. По характеру повышения давления судят о техническом состоянии испытуемого гидроцилиндра [5].

Пример построенного графика показан на рисунке 4.

Для установления влияния жесткости трубопроводов на значения показателя угла повышения давления были проведены эксперименты с гибким (РВД) и жестким трубопроводом (стальная оцинкованная труба).

Рукава высокого давления (РВД), соответствующие стандарту EN 853 2SN. Длина РВД составляет $1,2\text{ м}$. Внутренний рукав шланга состоит из синтетической маслоупорной резины, далее идет высокопрочная стальная оплетка и наружный слой из синтетической прочной резины. Диаметр внутренний и внешний 20 и $29,3$ соответственно. Номинальное давление составляет 25 МПа [5].

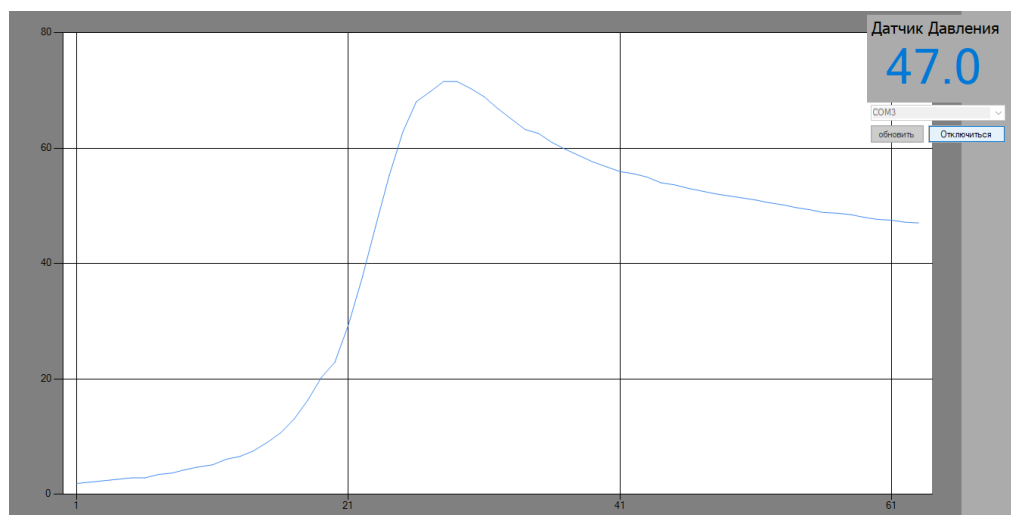


Рисунок 4 – График повышения давления
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – Pressure rise graph
Source: compiled by the authors.

В качестве жёсткого трубопровода была использована стальная оцинкованная труба длиной 1,2 м, изготовленная в соответствии DIN 2391 C, EN 10305–4 и ГОСТ 8734 75 с внутренним диаметром 20 мм и толщиной стенки 2 мм. Стальная труба была установлена вместо РВД на участке напорной гидролинии от гидрораспределителя до входа в штоковую полость гидроцилиндра.

Для определения угла повышения давления на стенде следует предварительно закрыть кран ШЗК, далее с помощью электромагнитного клапана гидрораспределителя Р1 по напорной магистрали в штоковую полость гидроцилиндра происходит подача рабочей жидкости. Регистрация характера повышения давления в поршневой полости производится преобразователем избыточного давления (ПИД) через ПО на ЭВМ [5]. При проведении эксперимента также происходит дополнительный контроль избыточного давления в поршневой полости с помощью манометра МНЗ.

Сам угол определяется с помощью виртуального транспорта путём наложения на него фото графика повышения давления.

С учётом исследования [5, 6] были проведены испытания с учётом утечек из поршне-

вой полости гидроцилиндра. Для этого требовалось снять шланг сливной магистрали с гидроцилиндра, потом подать РЖ в противоположную полость под давлением 8 МПа и зафиксировать утечки по прошествии 10 сек. Испытания проводились при температуре РЖ +40 °С для исключения влияния на эксперименты температурного расширения жидкости и материалов.

В экспериментах был использован гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком ГЦ-100.50.400.700(690).40., который используется в механизме подъёма секции дисковых борон серии БДМ.

В экспериментах проведены замеры с комплектами уплотнений, имеющих наработку в сравнении с новыми.

Следует пояснить, что под комплектом уплотнений поршня понимается два фторопластовых направляющих (опорных) BUR08 и одно полиуретановое уплотнительное кольцо KPR в сопряжении поршень-гильза.

Срок работы комплектов уплотнений, использованных в экспериментах (за исключением нового комплекта), составил от 1000 до 4000 мото-часов.

РЕЗУЛЬТАТЫ

В исследовании были использованы 6 комплектов уплотнений поршня гидроцилиндра. Экспериментально произведена оценка утечек через данные комплекты уплотнений на стенде. Полученные данные утечек представлены в таблице 1. В составе комплекта № 1 использованы новые поршневые уплотнения. В составе комплектов № 2-6 использованы уплотнения, имеющие наработку и визуальные дефекты.

Таблица 1
Экспериментальные данные по утечкам через уплотнения поршня
 Источник: составлено авторами.

Table 1
Experimental data on leaks through the piston seals
 Source: compiled by the authors.

№ комплекта	Величина утечки через уплотнения поршня, мл/мин
1	6,5
2	7,6
3	8,9
4	9,4
5	10,7
6	11,7

На основании ранее представленного алгоритма диагностирования гидроцилиндров были произведены замеры угла повышения давления с разными трубопроводами для подтверждения влияния жёсткости трубопровода

на его величину. Замеры проведены с новым комплектом уплотнений поршня для минимизации влияния утечек на угол повышения давления. Экспериментальные данные по замерам угла повышения давления с учётом трубопровода приведены в таблице 2.

Таблица 2
Экспериментальные данные по замерам угла повышения давления с учётом трубопровода
 Источник: составлено авторами.

Table 2
Experimental data on pressure rise angle measurements, taking into account the pipeline
 Source: compiled by the authors.

№ комплекта уплотнения	Угол повышения давления, град	
	Трубопровод гибкий (РВД)	Трубопровод жёсткий (стальной)
1	43,1	45,7
2	42,9	45,4
3	42,5	45
4	42,3	45
5	41,7	44,8
6	40,7	43,5

Проведённые эксперименты подтвердили, что на угол повышения давления оказывает влияние жёсткость трубопровода.

На основании таблицы 1 и 2 построен график зависимости угла повышения давления с учетом жесткости материала трубопровода (рисунок 5).

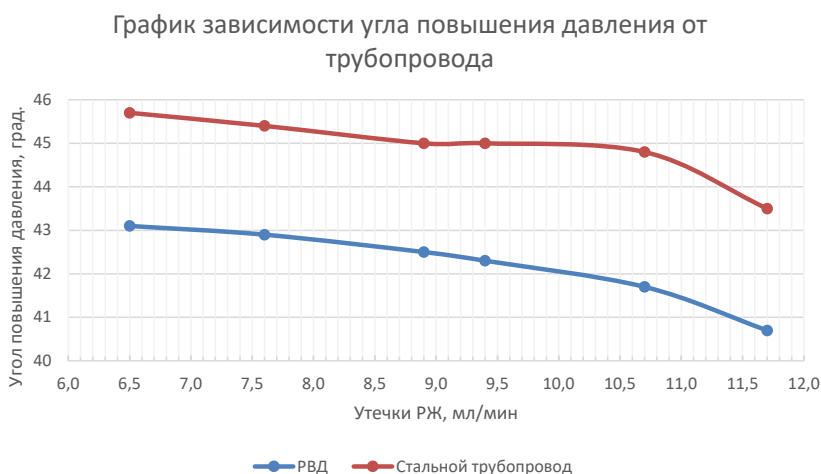


Рисунок 5 – График зависимости угла повышения давления от утечек с учётом трубопровода
 Источник: составлено авторами.

Figure 5 – Graph of the dependence of the pressure rise angle on leaks, taking into account the pipeline
 Source: compiled by the authors.

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ публикации последних лет, посвященной данной теме, позволяет выделить следующие ключевые тенденции в развитии методов технической диагностики гидравлических систем строительных и дорожных машин: переход от статической диагностики к динамической, где важную роль играет анализ переходных процессов, включая временные профили давления; рост роли цифровой обработки сигналов, в том числе применение преобразования Фурье и спектрального анализа, для выделения информативных признаков; активное внедрение методов машинного обучения и искусственного интеллекта для автоматической диагностики и классификации дефектов по временным рядам; углубление физического моделирования гидродинамических процессов, что позволяет точнее связывать диагностические признаки с реальными физическими процессами в гидросистемах; интеграция сенсорных технологий и интеллектуального мониторинга в комплексные системы управления и диагностики.

Проведенные исследования показали, что анализ переходных процессов позволяет выявлять внутренние физические особенности системы, которые могут служить косвенными признаками дефектов или ухудшения технического состояния гидравлических систем в целом, так и отдельных ее элементов.

Исследование установило, что жёсткость трубопроводов влияет на угол повышения давления (скорость нарастания давления в напорной магистрали). Угол повышения давления для РВД составил от 43,1 до 40,7 градусов (разница 17,5%) включительно, а для стального трубопровода от 45,7 до 44,5 (разница 20,3%) соответственно, что говорит о влиянии жёсткости трубопровода гидропривода на предлагаемый диагностический параметр.

Учёт коэффициентов объёмной жёсткости трубопроводов гидравлической системы, и особенно рукавов высокого давления, в дальнейшем позволит значительно повысить качество теоретических и практических исследований гидравлических приводов машин.

Скорость нарастания давления относится к группе динамических диагностических признаков, формируемых в процессе перехода гидросистемы из одного состояния в другое. В отличие от статического давления, определяемого балансом сил и сопротивлений, характеризует способность системы аккумулировать энергию давления во времени.

С точки зрения теории диагностики данный параметр можно считать интегральным, так

как формируется под воздействием нескольких физических факторов: чувствительным, поскольку даже незначительные изменения структуры системы приводят к заметным изменениям динамики давления; информативным, так как содержит сведения не только о величине давления, но и о форме временной зависимости давления от времени.

Результаты проведенных экспериментов могут стать основой для разработки нового метода технической диагностики элементов гидросистем. Использование дополнительных параметров, таких как изменение скорости нарастания давления и объёмной жёсткости гидросистемы, позволяет перейти от количественной оценки величины давления к комплексной оценке технического состояния гидросистемы. Это создаёт предпосылки для разработки автоматизированных алгоритмов диагностики, основанных на анализе переходных процессов без необходимости вывода системы на установившиеся режимы.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Вялов С.А., Чукарина И.М. Коэффициент объёмной жёсткости рукавов высокого давления как показатель динамических свойств гидравлического привода // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2022. № 5. С. 431–437. DOI: 10.24412/2071-6168-2022-5-431-437. EDN OWNJLX.
2. Галдин Н.С. Математическое моделирование гидравлических ударных устройств // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2010. № 4 (18). С. 72–77.
3. Дубовик Е.А. Объёмная жёсткость и её влияние на динамику гидромеханической системы // Автомобильная промышленность. 2016. № 5. С. 37–39. EDN WAQQVJ.
4. Лесковец И.В., Грац А.А., Рогожин В.Д. Диагностирование гидропривода аэродромной техники // Вестник СибАДИ. 2025. Т. 22, № 3(103). С. 356–367. DOI: 10.26518/2071-7296-2025-22-3-356-367. EDN DOFLIH.
5. Миллер А.П., Пугин К.Г. Диагностирование гидроцилиндров строительно-дорожных машин с помощью гидравлического подпора // Тракторы и сельхозмашины. 2023. Т. 90, № 6. С. 551–559. DOI: 10.17816/0321-4443-568992. EDN JSUAFI.
6. Миллер А.П., Пугин К.Г., Шаихов Р.Ф. Использование дополнительных параметров при диагностировании гидроцилиндров // Агротехнологии XXI века: стратегия развития, технологии, инновации: материалы Международной конференции. В 3-х частях, Пермь, 11–15 ноября 2024 года. Пермь: ИПЦ Прокрость, 2024. С. 169–173. EDN BNSBMB.
7. Пугин К.Г., Шаякбаров И.Э. Обеспечение надёжности гидравлических систем строительно-дорожных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2025. Т. 92, № 2. С. 176–184. DOI: 10.17816/0321-4443-630654. EDN OACLUG.

8. Рыбак А.Т. Моделирование гидравлических систем на основе теории объёмной жёсткости // Современные проблемы математического моделирования, обработки изображений и параллельных вычислений – 2017 (СПММОИиПВ-2017): труды Международной научной конференции, пос. Дивноморское, г. Геленджик, Краснодарский край, 4–11 сентября 2017 года. Том II. ООО «ДГТУ-ПРИНТ», 2017. С. 234–242. EDN UXCIRQ.

9. Рыбак А.Т., Ляхницкая О.В. Моделирование приводов технологических машин с учётом объёмной жёсткости их гидравлических систем // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3, № 9-3(20-3). С. 271–276. DOI: 10.12737/16920. EDN VDQFLD.

10. Рыбак А.Т. Объёмная жёсткость и её влияние на динамику гидромеханической системы // Вестник Донского государственного технического университета. 2006; 6(3): 200–207.

11. Рынкевич С.А., Хадкевич И.Ю. Экспериментальные исследования физических свойств гидропривода мобильной машины // Вестник Белорусско-Российского университета. 2015. № 4(49). С. 68–78. DOI: 10.53078/20778481_2015_4_68. EDN VBWIBB.

12. Тимохов Р.С., Шоль Н.Р., Бурмистров В.А. Исследование влияния отрицательных температур на изменение показателей гидравлических систем // Успехи современной науки. Белгород. 2017. № 6, Т. 2. С. 95–99.

13. Максименко А.Н., Антипенко Г.Л., Бездников Д.В., Кутузов В.В. Повышение работоспособности гидропривода строительно-дорожных машин // Вестник Белорусско-Российского университета. 2007. № 4. С. 24–30.

14. Конев В.В., Мерданов Ш.М., Бородин Д.М. [и др.] Условия эксплуатации строительно-дорожных машин // Фундаментальные исследования. 2016. № 12-3. С. 502–507.

15. Хазиев М.Л. Методы и средства оперативной диагностики вязкости жидкости гидравлических систем // Научно-технический вестник Поволжья. 2025. № 5. С. 192–194. EDN OGEZWE.

16. Хазиев М.Л. Диагностика надёжности гидравлического привода с применением нейронных сетей // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация. 2025. № 1(99). С. 114–122. EDN LLRKOP.

17. Wang Q, Zhu C. Study on Dynamic Characteristics of Hydraulic System of ZYWL-6000D Full Hydraulic Directional Drill. *Journal of Vibration & Shock*, 2014. 33: 174–179, 188.

18. Hong JH, Day M. Monitoring of Cleanliness Level in Hydraulic Systems: Obtaining Reliable On-Line data. *J of Driv and Cont*. 2012; 9(2); 28–38.

19. Ni S.X., Zhang Y.F., Liang X.F. Intelligent Fault Diagnosis Method Based on Fault Tree // *Journal of Shang Hai Jiaotong University*. 2008. Vol. 42 (8). P. 1372–1375.

20. Jasiński R.: Problems of the starting and operating of hydraulic components and systems in low ambient temperature (Part 1), *Polish Maritime Research* 2008, Vol 15; pp. 61-72.

REFERENCES

1. Vyalov S.A., Chukarina I.M. The coefficient of volumetric stiffness of high-pressure hoses as an indicator of the dynamic properties of a hydraulic drive. *Proceedings of Tula State University. Technical sciences*. 2022. No. 5. pp. 431-437. (In Russ.) DOI: 10.24412/2071-6168-2022-5-431-437. EDN OWNJLX.

2. Galdin N.S. Mathematical modeling of hydraulic impact devices. *Bulletin of the Siberian State Automobile and Road Academy*. 2010. No. 4 (18). pp. 72-77.

3. Dubovik E.A. Volumetric rigidity and its influence on the dynamics of the hydromechanical system. *Automotive industry*. 2016. No. 5. pp. 37-39. (In Russ.) EDN VAKKVJ.

4. Leskovets I.V., Gratz A.A., Rogozhin V.D. Diagnostics of hydraulic drive of airfield equipment. *Bulletin of the Siberian State Automobile and Road Academy*. 2025. Vol. 22, No. 3(103). pp. 356-367. (In Russ.) DOI: 10.26518/2071-7296-2025-22-3-356-367. EDN DOFLIH.

5. Miller A.P., Pugin K.G. Diagnostics of hydraulic cylinders of road construction machines using hydraulic backup. *Tractors and agricultural machinery*. 2023. Vol. 90, No. 6. pp. 551-559. (In Russ.) DOI: 10.17816/0321-4443-568992. EDN JSUAFI.

6. Miller A.P., K Pugin.G., Shaikhov R.F. The use of additional parameters in the diagnosis of hydraulic cylinders. *Agrotechnologies of the 21st century: development strategy, technologies, innovations : Proceedings of the International Conference*. In 3 parts, Perm, November 11-15, 2024. Perm: CPI Procost, 2024. pp. 169-173. (In Russ.) EDN BNSBMB.

7. Pugin K.G., Shayakbarov I.E. Ensuring the reliability of hydraulic systems of construction and road machinery. *Tractors and agricultural machinery*. 2025. Vol. 92, No. 2. pp. 176-184. (In Russ.) DOI: 10.17816/0321-4443-630654. EDN OACLUJ.

8. Rybak A.T. Modeling of hydraulic systems based on the theory of volumetric rigidity // Modern problems of mathematical modeling, image processing and parallel computing 2017 (SPMМОИiPV-2017) : Proceedings of the International Scientific Conference, pos. Divnomorskoye, Gelendzhik, Krasnodar Territory, September 04-11, 2017. Volume II. DSTU-PRINT LLC, 2017. pp. 234-242. (In Russ.) EDN UXCIRQ.

9. Rybak A.T., Lyakhnitskaya O.V. Modeling of drives of technological machines taking into account the volumetric rigidity of their hydraulic systems. Actual directions of scientific research of the 21st century: theory and practice. 2015. Vol. 3, No. 9-3(20-3). pp. 271-276. DOI: 10.12737/16920. EDN VDQFLD.

10. Rybak A.T. Volumetric rigidity and its effect on the dynamics of a hydromechanical system. *Bulletin of the Don State Technical University*. 2006;6(3):200-207. (In Russ.)

11. Rynkevich S.A., Khadkevich I.Y. Experimental studies of the physical properties of the hydraulic drive of a mobile machine. *Bulletin of the Belarusian-Russian University*. 2015. № 4(49). Pp. 68-78. DOI: 10.53078/20778481_2015_4_68. (In Russ.) EDN VBWIBB.

12. Timokhov R.S., Shol N.R., Burmistrov V.A. Investigation of the influence of negative temperatures on changes in hydraulic system parameters. *Successes of modern science. Belgorod*, 2017. No. 6 (2). pp. 95-99. (In Russ.)

13. Maksimenko A.N., Antipenko G.L., Bezdnikov D.V., Kutuzov V.V. Improving the efficiency of hydraulic drive of road construction machines. *Bulletin of the Belarusian-Russian University*. 2007. No. 4. pp. 24-30. (In Russ.)

14. Konev V.V., Merdanov Sh.M., Borodin D.M. [et al.] Operating conditions of construction and road machinery. *Fundamental research*. 2016. No. 12-3. pp. 502-507. (In Russ.)

15. Khaziev M.L. Methods and means of operational diagnostics of fluid viscosity of hydraulic systems. *Scientific and Technical Bulletin of the Volga region*. 2025. No. 5. pp. 192-194. (In Russ.) EDN OGEZWE.

16. Khaziev M.L. Diagnostics of hydraulic drive reliability using neural networks. *Socio-economic and technical systems: research, design, optimization*. 2025. № 1(99). Pp. 114-122. (In Russ.) EDN LLRKOP.

17. Wang Qiu, Zhu S. Investigation of the dynamic characteristics of the hydraulic system of a fully hydraulic directional drilling rig ZYWL-6000D. *The magazine "Vibration and shocks"*, 2014. 33: 174-179, 188.

18. Hong J.H., Day M. Monitoring the level of cleanliness in hydraulic systems: obtaining reliable operational data. *The beginning of the movement and the continuation*. 2012; 9(2); 28-38.

19. Ni S.H., Zhang Yu.F., Liang H.F. Intelligent fault diagnosis method based on a fault tree. *Journal of Shang Hai Jiaotong University*. 2008. Volume 42 (8). pp. 1372-1375.

20. Yasinsky R.: Problems of starting and operating hydraulic components and systems at low ambient temperatures (part 1), *Polish Marine Research*, 2008, Volume 15; pp. 61-72.

ЗАЯВЛЕННЫЙ ВКЛАД СОАВТОРОВ

Миллер А.П. Анализ научных статей, планирование и проведение экспериментальных исследований, сбор, анализ и обработка статистических данных, формулирование выводов исследования, оформление статьи.

Пугин К.Г. Разработка тематики научного исследования, участие в экспериментальных исследованиях, анализ полученных результатов, общее редактирование статьи.

Шаихов Р.Ф. Анализ полученных результатов, формулировка выводов, общее редактирование статьи.

COAUTHORS' CONTRIBUTION

Miller A.P. Analysis of scientific articles, planning and conducting experimental research, collection, analysis and processing of statistical data, formulation of the research conclusions, design of the article.

Pugin K.G. Development of the research theme, participation in experimental studies, analysis of the obtained results, general editing of the article.

Shaikhov R.F. Analysis of the results, formulation of the research conclusions, general editing of the article.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Миллер Александр Павлович – аспирант кафедры «Автомобили и технологические машины» Пермского национального исследовательского политехнического университета (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29), старший преподаватель кафедры «Технический сервис и ремонт машин» Пермского государственного аграрно-технологического университета (614990, г. Пермь, ул. Петропавловская, 23).

ORCID: 0000-0001-7741-8614,

SPIN-код: 8388-0646,

e-mail: aleksandrillera@mail.ru

Пугин Константин Георгиевич – д-р техн. наук, проф. кафедры «Автомобили и технологические машины» Пермского национального исследовательского политехнического университета (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29), доц., заведующий кафедрой «Строительные технологии» Пермского государственного аграрно-технологического университета (614990, г. Пермь, ул. Петропавловская, 23).

ORCID: 0000-0002-1768-8177,

SPIN-код: 7972-1668,

e-mail: 123zzz@rambler.ru

Шаихов Ринат Фидарисович – канд. техн. наук, доц., заведующий кафедрой «Технический сервис и ремонт машин» Пермского государственного аграрно-технологического университета (614990, г. Пермь, ул. Петропавловская, 23).

ORCID: 0009-0000-2638-4776,

SPIN-код: 9799-5636,

e-mail: shr84@list.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Miller Alexandr P. – Postgraduate student, Department of Automobiles and Technological Machines, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolskiy Prospect, Perm, 614990), Senior lecturer, Department of Technical Service and Repair of Machines, Perm State Agro-Technological University (23, Petropavlovskaya street, Perm, 614990).

ORCID: 0000-0001-7741-8614,

SPIN-code: 8388-0646,

e-mail: aleksandrillera@mail.ru

Pugin Konstantin G. – Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Department of Automobiles and Technological Machines, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolskiy Prospekt, Perm, 614990), Doctor of Engineering Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Construction Technologies, Perm State Agro-Technological University (23, Petropavlovskaya street, Perm, 614990).

ORCID: 0000-0002-1768-8177,

SPIN-code: 7972-1668,

e-mail: 123zzz@rambler.ru

Shaikhov Rinat F. – Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Head of the Department of Technical Service and Repair of Machinery, Perm State Agro-Technological University (23, Petropavlovskaya street, Perm, 614990).

ORCID: 0009-0000-2638-4776,

SPIN-code: 9799-5636,

e-mail: shr84@list.ru