



УДК 623.1.7
ГРНТИ 78.25.00

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ВОЕННОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

*А.А. ТОМИЛОВ, кандидат военных наук, профессор
ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)
А.Е. ЛОМОВСКИХ, кандидат технических наук
ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)
А.С. ГЕРМАНОВИЧ, доцент
ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)*

В статье представлены разработанная авторами методика оценки состояния рабочей жидкости в гидравлическом приводе тормозной системы аналогичной по компоновке одноконтурной тормозной системе армейских автомобилей (колесных специальных шасси, марок семейства ЗИЛ, УРАЛ, УАЗ и других), экспериментальная установка по определению параметров гидравлической тормозной жидкости в трубопроводе гидропривода. Приведены результаты исследований при различных режимах торможения.

Ключевые слова: автомобильная техника, гидравлическая тормозная система, тормозная жидкость, ультразвук, пьезоэлектрический датчик.

THE MILITARY VEHICLES HYDRAULIC BRAKE SYSTEM OPERATIONAL STATE INVESTIGATION

*A.A. TOMILOV, Candidate of Military sciences, Professor
MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)
A.E. LOMOVSKIKH, Candidate of Technical sciences
MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)
A.S. GERMANOVICH, Associate Professor
MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)*

The article presents developed by the authors method of estimating the state of the working fluid in the hydraulic brake system similar to the layout of single circuit brake systems of army vehicles (wheel special chassis, brands of the family ZIL, URAL, UAZ and others), experimental setup for determining parameters of hydraulic brake fluid in the brake line. The results of studies with different modes of inhibition.

Keywords: automotive equipment, hydraulic brake system, brake fluid, ultrasound, piezoelectric sensor.

Введение. Большинство грузовых и легковых автомобилей российского и иностранного производства оборудованы гидравлической тормозной системой.

Гидравлический привод тормозной системы применяют, как правило, на грузовых автомобилях полной массой до 7,5 т и на всех легковых автомобилях.

Тормозная система является одной из приоритетных систем, обеспечивающих безопасность движения автомобиля. Поэтому к ней предъявляются повышенные требования.

Преимуществами гидравлического привода являются:

малое время срабатывания (0,005–0,2 с);

соответствие разжимных сил и тормозных моментов;



удобство компоновки;
высокий КПД.

Недостатками гидропривода являются:

значительное снижение КПД при низких температурах и высоких температурах, что влияет на качество тормозной жидкости;

большая вероятность полного отказа рабочей тормозной системы при местном повреждении одноконтурного привода.

Недостатки гидравлической системы сопоставимы с отказами тормозной системы, основными из которых являются:

заклинивание тормозных колодок – 15 %;

заедание поршня в колесном цилиндре вследствие коррозии или засорения – 24 %;

засорены трубки тормозов – 3 %;

заедание поршня главного цилиндра – 1 %;

утечка тормозной жидкости из колесных цилиндров – 11 %;

повреждение резиновых уплотнителей в главном тормозном цилиндре – 9 %;

повреждение шлангов в системе гидропривода – 4 %;

воздух или вода в тормозной системе – 17 %;

некачественная тормозная жидкость – 10 %;

неустановленные причины – 6 %.

Из перечисленных причин без проведения экспериментального исследования невозможно определить качество тормозной жидкости в процессе эксплуатации автомобиля в разных температурных условиях окружающей среды.

Авторами предлагается методика оценки по определению эксплуатационных свойств тормозной жидкости в разных термодинамических условиях и экспериментальная установка с системой контроля по определению параметров гидравлической тормозной жидкости в трубопроводе гидропривода тормозной системы автомобиля.

Актуальность. Развитие электроники, электромеханики позволили достичь в работе гидравлических тормозных систем новых режимов работы. В тоже время сопряжение устройств контроля за состоянием гидравлических узлов затруднено в силу разной природы передачи энергии управления на исполнительные механизмы. Кроме того, применение автомобильной техники требует разработки оперативного контроля за состоянием узлов и механизмов гидравлической системы. Задача определения эксплуатационного состояния указанной системы заметно усложняется из-за процессов старения рабочей жидкости и ее загрязнением.

Следует учитывать, что тормозная жидкость изменяет свои параметры вязкости при изменении температуры и давления. В тоже время тормозная система является закрытой и установка в систему различных датчиков сопряжена с определенными трудностями: изменением конструкции гидропривода, искажением величин измеряемых параметров, сложностью монтажа [1–5]. Для устранения данных трудностей разработана и реализована методика оценки состояния гидравлической тормозной системы. В основу методики применен физический закон упругого взаимодействия ультразвуковой волны с молекулярными комплексами жидкости, что позволило определить не только термодинамические эксплуатационные параметры гидравлической жидкости, но и ее сжимаемость, скорость движения, градиент кинематической вязкости. При этом учитывается влияние состояния рабочей гидравлической тормозной жидкости на косвенные параметры: скорость ультразвука в гидравлической жидкости; коэффициент поглощения; время распространения ультразвука в различных направлениях в гидравлической системе.

Следовательно, исследование эксплуатационного состояния тормозной жидкости и влияния ее на работу гидравлической тормозной системы автомобиля является актуальным.

Цель работы – с применением методики оценки по определению эксплуатационных свойств тормозной жидкости и экспериментальной установки с системой контроля,



разработанными авторами статьи, исследовать влияние качества тормозной жидкости в различных термодинамических условиях на работу тормозной системы автомобиля с гидроприводом.

Из проведенного анализа статистики отказов тормозных систем автомобильной техники и значимости диагностики в системе обеспечения безопасности военной техники следует, что основным недостатком используемых в настоящее время тормозных жидкостей является гигроскопичность и высокая растворимость газов, что приводит при эксплуатации и в результате боевых поражений гидравлических систем военной техники к формированию парогазовой среды в рабочей жидкости данных систем. Установлено, что за год эксплуатации жидкость в тормозной системе набирает 2...3 % воды, в результате чего температура кипения снижается на 30...50 °С, что увеличивает время срабатывания гидравлического привода автомобиля; а попадание воздуха в количестве 1...2 % вызывает образование паровоздушных пробок и, как следствие, ограничивает скорость протекания рабочей жидкости по магистралям указанной системы [3].

Для исследования состояния тормозной жидкости в качестве аналога трубопровода тормозной системы автомобиля смоделирован участок с аналогичными физическими характеристиками, которые свойственны движению гидравлической жидкости по системе (рисунок 1), где 1, 3 – излучающие ультразвуковую волну пьезоэлементы; 2, 4 – приемные пьезоэлементы; $v_{ж}$ – скорость перемещения гидравлической жидкости в трубопроводе; l_{\perp} и l_{\parallel} – длина акустических каналов в жидкости для ортогонального и параллельного направления.

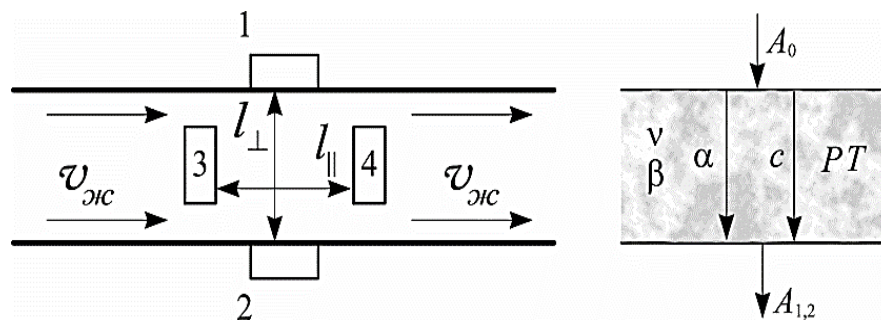


Рисунок 1 – Расположение пьезоэлементов в измерительном устройстве относительно направления перемещения тормозной жидкости

Из данного аналога исключены второстепенные элементы, не оказывающие существенного влияния на получение информации о состоянии гидравлической жидкости. В процессе управляющего воздействия на гидравлическую жидкость оказывает влияние давление и нагрев, что приводит к изменению ее состава. В процессе замеров осуществляется анализ и определяется эксплуатационное состояние рабочей жидкости гидросистемы тормозов.

Одной из важных характеристик тормозной жидкости при больших давлениях является адиабатическая сжимаемость, имеющая особенно большую величину при наличии растворенных газов и пара, которая определяется по формуле:

$$\beta_c = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dP}, \quad (1)$$

где V – единичный объем сжимаемой жидкости; dV – изменение объема жидкости при приращении давления dP .

Измерение адиабатической сжимаемости является трудной экспериментальной задачей, сопряженной с созданием высоких давлений и измерений малых объемов жидкости. Тем не менее, существует физическая связь между адиабатической сжимаемостью и упругим



взаимодействием акустической волны, проходящей через жидкость, что позволяет выразить скорость звука (c) в гидравлической жидкости с газовой и паровой компонентой через выражение (2):

$$c = K \frac{\rho_{ж}^0}{\rho_{ж}^0 - \Delta\rho} \sqrt{\frac{1}{\rho_{ж}^0 \beta_c}}, \quad (2)$$

где $\rho_{ж}^0$ – плотность жидкости при нормальном давлении; $\Delta\rho$ – эксплуатационное изменение плотности жидкости; K – коэффициент, характеризующий свойство гидравлической жидкости.

Адиабатическая скорость звука пропорциональна скорости, измеряемой различными физическими способами. Одна из известных методик определения скорости (c) основана на измерении времени τ прохождения сигнала от излучающего пьезоэлемента к приемному пьезоэлементу:

$$c = \frac{l}{\tau}, \quad (3)$$

где l – расстояние между пьезоэлементами.

Увеличение точности определения скорости ультразвука в основном обеспечивается за счет повышения точности измерения l . При этом не устраняется главная погрешность, связанная с необходимостью определения начального фронта огибающей сигнала, ослабленного высоким поглощением ультразвука в гидравлической жидкости, электрическими и акустическими шумами и узкой частотной характеристикой электрического тракта.

Приравнивание скорости ультразвука в жидкости к адиабатической позволяет определить относительную адиабатическую сжимаемость по времени прохождения сигнала. Размещение пьезоэлементов внутри разработанного устройства позволило отказаться от линий задержек, что снизило погрешность, обусловленную их влиянием, которую на практике сложно учесть.

При этом относительная адиабатическая сжимаемость определяется по формуле:

$$\frac{\Delta\beta_c}{\beta_c} = \left(\frac{\tau_{\perp}^{\downarrow} - \tau_{\perp}^{\uparrow}}{\tau_{\perp}^{\downarrow}} \right)^2, \quad (4)$$

где $\tau_{\perp}^{\downarrow}$ и τ_{\perp}^{\uparrow} – время прохождения ультразвуковой волны через исследуемую жидкость при номинальном и максимальном давлении.

Соответственно скорость жидкости $v_{ж}$ может быть определена вычитанием доплеровских компонент частоты ультразвукового сигнала и связанного с ним временного смещения по формуле:

$$v_{ж} = \pm \frac{1}{\cos \alpha} \left(\frac{l_{\perp}}{\tau_{\perp}} - \frac{l_{\parallel}}{\tau_{\parallel}} \right), \quad (5)$$

где τ_{\perp} и τ_{\parallel} – время прохождения ультразвуковой волны в ортогональном и параллельном направлении в соответствии с потоком жидкости; l_{\perp} и l_{\parallel} – длина акустических каналов в жидкости для ортогонального и параллельного направления соответственно.

Очень важной характеристикой среды распространения является коэффициент поглощения ультразвука, отражающий внутримолекулярное взаимодействие упругой волны и вещества, а при наличии центров рассеивания, которыми являются загрязнители, другие жидкости и в особенности газ; происходит диссипация энергии упругого взаимодействия.



Измерение коэффициента поглощения ультразвука при высоких давлениях в гидравлической системе связано с существенными техническими трудностями и производится главным образом методами одного или двух фиксированных расстояний [4]. Разработанное двухканальное устройство позволяет измерить не только с высокой точностью коэффициент поглощения ультразвука, но и плотность жидкости при изменяющихся показателях температуры и давления. Высокочастотный сигнал с амплитудой A_0 , подаваемый на пьезоэлементы 1, 3 (рисунок 1), преобразуется в акустический сигнал и, проходя через гидравлическую жидкость 5, поступает на принимающие пьезоэлементы 2, 4, где преобразуется в электрические сигналы с амплитудой соответственно A_1 и A_2 , в соответствии с выражением:

$$A_1^\uparrow = K_1 A_0 e^{-\alpha^\uparrow l_1}, \quad A_2^\uparrow = K_2 A_0 e^{-\alpha^\uparrow l_2}, \quad A_1^\downarrow = K_1 A_0 e^{-\alpha^\downarrow l_1}, \quad A_2^\downarrow = K_2 A_0 e^{-\alpha^\downarrow l_2}, \quad (6)$$

где $A_1^\uparrow, A_2^\uparrow$ – амплитуды высокочастотных сигналов, принимаемых первым и вторым пьезоэлементом при высоком давлении в гидросистеме; $A_1^\downarrow, A_2^\downarrow$ – амплитуды высокочастотных сигналов, принятых первым и вторым пьезоэлементами при низком давлении в гидросистеме; K_1 и K_2 – коэффициенты передачи первого и второго каналов; $\alpha^\uparrow, \alpha^\downarrow$ – коэффициенты поглощения ультразвука при высоком и низком давлении рабочей жидкости в гидросистеме; l_1, l_2 – расстояние между излучающими и приемными пьезоэлементами.

После преобразования уравнений (6) получаем:

$$\frac{K_2 A_1^\uparrow}{K_1 A_2^\uparrow} = e^{\alpha^\uparrow (l_2 - l_1)}, \quad \frac{K_2 A_1^\downarrow}{K_1 A_2^\downarrow} = e^{\alpha^\downarrow (l_2 - l_1)}. \quad (7)$$

При условии неизменности расстояний l_1 и l_2 уравнения (7) принимают вид:

$$\frac{A_1^\uparrow}{A_1^\downarrow} = e^{l_1 (\alpha^\downarrow - \alpha^\uparrow)}, \quad \frac{A_2^\uparrow}{A_2^\downarrow} = e^{l_2 (\alpha^\downarrow - \alpha^\uparrow)}. \quad (8)$$

Для получения уравнений коэффициента поглощения α^\uparrow и α^\downarrow необходимо прологарифмировать уравнения системы (8):

$$\alpha^\uparrow = \frac{1}{l_2 - l_1} \ln \frac{K_2 A_1^\uparrow}{K_1 A_2^\uparrow}, \quad \alpha^\downarrow = \frac{1}{l_2 - l_1} \ln \frac{K_2 A_1^\downarrow}{K_1 A_2^\downarrow}. \quad (9)$$

Полученные выражения (6), (7) и (8) не содержат величины начальной амплитуды ультразвука A_0 , что позволяет уменьшить влияние флуктуаций амплитуды высокочастотного генератора на результаты измерений и тем самым повысить точность измерений. В разработанном устройстве сигналы, поступающие на приемные пьезокристаллы 2 и 4 (рисунок 1), усиливаются, детектируются и после аналого-цифрового преобразования поступают в систему контроля технического состояния единой гидравлической системы автомобиля. Измерительные каналы характеризуются одинаковыми параметрами, находятся в одинаковых температурных условиях. Поэтому изменение внешней температуры приводит к пропорциональному изменению амплитуд измеряемых сигналов, а это, в свою очередь, уменьшает зависимость измерения коэффициента поглощения ультразвука от внешних условий.

Из соотношения (9) следует, что в предложенной методике измерение барической анизотропии коэффициента поглощения ультразвука, возникающей при работе гидравлического привода, определяется как разность анизотропий первого и второго каналов:



$$\Delta\alpha = \frac{1}{l_2 - l_1} \left(\ln \frac{A_1^\uparrow}{A_1^\downarrow} - \ln \frac{A_2^\uparrow}{A_2^\downarrow} \right). \quad (10)$$

В применяемой методике длина l_2 является функцией температуры и давления, которые характеризует величину относительного изменения объема пузырьковой составляющей:

$$\Delta\alpha(T, P) = \frac{1}{l_2(T, P) - l_1} \left(\ln \frac{A_1^\uparrow}{A_1^\downarrow} - \ln \frac{A_2^\uparrow(T, P)}{A_2^\downarrow(T, P)} \right). \quad (11)$$

В процессе проведения эксперимента величина l_2 может изменяться до значения 0,06 мм, при изменении рабочих давлений на 1 %. Подставляя значения скорости ультразвука в формулу (11), определяем величину l_2 . Поскольку скорость ультразвука в первом и во втором каналах одинаковы, то выражение (7) можно представить в виде:

$$\Delta\alpha(T, P) = \frac{1}{l_2(T, P) - l_1} (\Delta\alpha_1^* - \Delta\alpha_2^*), \quad (12)$$

где $\Delta\alpha_1^*$ – величина анизотропии поглощения ультразвука без учета расстояния между пьезоэлементами в первом канале; $\Delta\alpha_2^*$ – величина анизотропии поглощения ультразвука без учета расстояния между пьезоэлементами во втором канале.

Оценка погрешностей, возникающих в процессе измерения, необходима для выявления источника ошибок и уменьшения его влияния на получаемые экспериментальные данные. В этих целях полученный ряд экспериментальных данных подвергается отбраковке от грубых погрешностей. Полученные значения в результате отбраковки сравнивались со средним арифметическим значением всего ряда измерений. В последующем вычисляется коэффициент вариации t_{\max} :

$$t_{\max} = |A_i - A_{cp}| / s, \quad (13)$$

где A_i – i -е измерение амплитуды сигнала, A_{cp} – среднее значение измеряемой величины, s – среднеквадратичная ошибка ряда измерений, равная:

$$s = ((1/n - 1) \sum (A_i - A_{cp})^2)^{0,5}, \quad (14)$$

где n – количество независимых переменных.

При расчете погрешностей необходимо выполнить ряд условий ко всей совокупности экспериментальных измерений. Данная оценка являются состоятельной. Увеличение числа измерений оцениваемой величины в генеральной совокупности, приближает оценку к теоретической величине. Нестабильность температуры, давления и несущей частоты генератора за период получения генеральной совокупности вызывают смещение оценки. Изменение концентраций примесей в гидравлической жидкости приводит к изменению точности измерений. Учет всех факторов, влияющих на точность измерений, очень сложен, и оценить их качественно возможно при помощи парной корреляции однородных выборок. В области $T = 100$ °С необходимо переходить к «весовым» измерениям для получения правильной оценки измеряемой величины. Используя понятие весов g_i измерений можно определить A_{cp} по формуле:



$$A_{cp} = \sum A_i g_i / \sum g_i, s = (\sum g_i (A_i - A_{cp})^2 / g(n-1))^{0,5}. \quad (15)$$

Для отбраковки погрешностей, в которых количество степеней свободы невелико и их закон распределения близок к нормальному закону, используется критерий Стьюдента. Число измерений в области рабочих величин равно 5 при постоянных T , P и f . Для доверительного интервала вероятности равной 0,95 находим процентные точки распределения Стьюдента. Оценку точности метода невозможно определить пока не будет рассчитана предельная относительная погрешность измерения начальных величин, а они являются функциями давления, температуры и несущей частоты сигнала и при равномерном законе распределения величин будут зависеть от предельных погрешностей величин P , T , и f , т.е. ΔP , ΔT , и Δf :

$$\Delta_{np} = t(a)(\Delta P^2 + \Delta T^2 + \Delta f^2)^{0,5}, \quad (16)$$

где $t(a)$ – коэффициент, зависящий для выбранной доверительной вероятности 0,95, равный 1,9.

Предельная относительная погрешность определения скорости распространения ультразвука имеет вид:

$$\frac{\delta c}{c} = \frac{2\delta l}{l} + \frac{\partial l}{l} \delta T + \frac{\delta f}{f} + \frac{\partial c}{c} \delta T + \frac{\partial c l}{c l} \delta T, \quad (17)$$

где $\frac{2\delta l}{l}$ – относительная погрешность, которая определяется точностью измерения длины рабочей части акустического пути, составляет 0,1 %;

$\frac{\partial l}{l} \delta T$ – ошибка, вызванная зависимостью изменения длины акустического тракта от температуры, составляет – 0,25 %;

$\frac{\delta f}{f}$ – относительная погрешность, вызванная неточностью установки частоты, составляет 0,05 %;

$\frac{\partial c}{c} \delta T$ – ошибка, связанная с измерением и стабилизацией температуры – 0,2 %;

$\frac{\partial c l}{c l} \delta T$ – погрешность, которая связана с изменением скорости ультразвука в линиях передачи, составляет 0,6 %.

Скорость ультразвука в рабочей жидкости зависит от температуры в области фазового перехода воды или льда и при $\Delta T > 100^\circ\text{C}$ величина погрешности составляет 0,04 %.

Суммарная предельная относительная погрешность измерения скорости распространения ультразвука составляет 1,24 %.

Определенная относительная погрешность $(\alpha/f)^2$ методом двух расстояний выражается соотношением:

$$\frac{\delta(\alpha/f^2)}{\alpha/f^2} = \frac{\partial(\alpha/f^2)\delta f}{(\alpha/f^2)\partial f} + \frac{2\delta f}{f} + \frac{\partial(\alpha/f^2)\delta T}{(\alpha/f^2)\partial T} + \frac{\partial(\alpha/f^2)\delta P}{(\alpha/f^2)\partial P}, \quad (18)$$

где $\frac{\partial(\alpha/f^2)\delta f}{(\alpha/f^2)\partial f}$ – погрешность, вызванная отклонением частоты от номинальной частоты импульсного генератора, не превышает 0,1 %;



$\frac{2\delta f}{f}$ – погрешность определения частоты – 0,05 %;

$\frac{\partial(\alpha / f^2)\delta T}{(\alpha / f^2)\delta T}$ – погрешность, вызванная неточностью измерения и стабилизации температуры – 0,4 %;

$\frac{\partial(\alpha / f^2)\delta P}{(\alpha / f^2)\delta P}$ – погрешность, вызванная неточностью определения давления, равная 0,6 %.

Полная относительная погрешность составляет 1,65 %.

Относительная погрешность, анизотропии поглощения ультразвука определяется по формуле:

$$\frac{\delta(\Delta\alpha / f^2)}{\Delta\alpha / f^2} = \frac{\partial(\Delta\alpha / f^2)\delta f}{(\Delta\alpha / f^2)\delta f} + \frac{\partial(\Delta\alpha / f^2)\delta T}{(\Delta\alpha / f^2)\delta T} + \frac{\partial(\Delta\alpha / f^2)\delta P}{(\Delta\alpha / f^2)\delta P}, \quad (19)$$

где $\frac{\partial(\Delta\alpha / f^2)\delta f}{(\Delta\alpha / f^2)\delta f}$ – погрешность, вызванная нестабильностью работы импульсного генератора, не превышает 0,1 %;

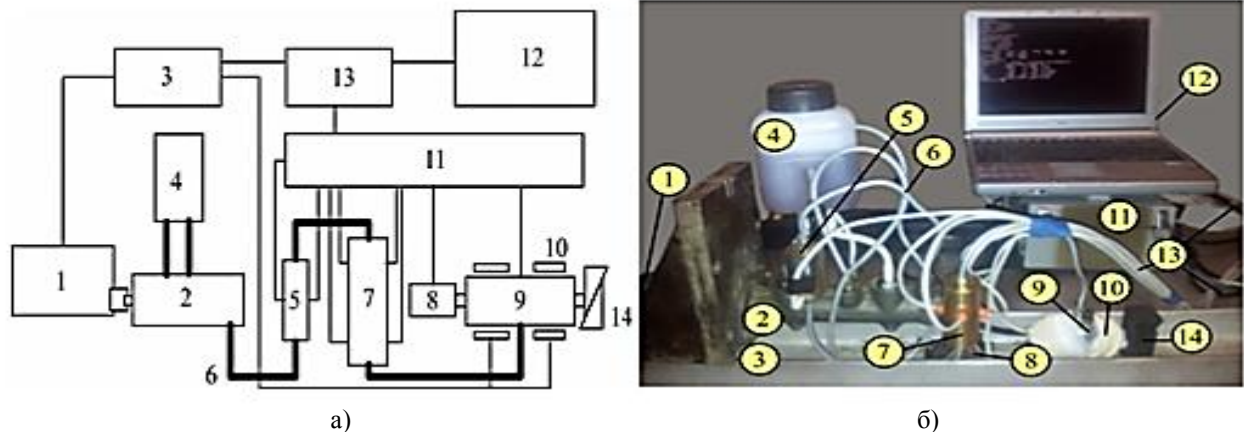
$\frac{\partial(\Delta\alpha / f^2)\delta T}{(\Delta\alpha / f^2)\delta T}$ – относительная погрешность, вызванная неточностью определения температуры, равная 0,4 % при $\Delta T_c < 100$ °С и 0,5 % при $\Delta T_c > 100$ °С;

$\frac{\partial(\Delta\alpha / f^2)\delta P}{(\Delta\alpha / f^2)\delta P}$ – относительная погрешность, обусловленная неточностью измерения давления, равная 0,6 % в интервале давлений $10^5 \dots 10^7$ Па.

Таким образом, полная относительная погрешность $\delta(\Delta\alpha / f^2) / \Delta\alpha / f^2$ изменяется от 1,9 % при высоком давлении до 3,0 % при низком давлении при наличии воздуха и воды в тормозной жидкости.

Для проверки влияния термодинамических параметров на состояние гидравлической жидкости, а также влияния эксплуатационного состояния жидкости на процесс срабатывания тормозного механизма разработана экспериментальная установка, позволяющая измерить величины необходимых параметров гидравлической тормозной системы автомобильной техники, которая представлена на рисунке 2, где: а) блок-схема экспериментальной установки, б) общий вид экспериментальной установки по определению эксплуатационного состояния тормозной жидкости.

Установка позволяет имитировать различные режимы нажатия водителем тормозного рычага при помощи привода главного тормозного цилиндра 1. Усилие посредством винтового редуктора передается на поршень главного тормозного цилиндра 2. Исследуемая жидкость посредством трубопроводной системы 6 подается на колесный цилиндр 9. Временная зависимость усилия, развиваемого колесным цилиндром, измеряется динамометром 8. Тормозная жидкость от главного к колесному цилиндру проходит через систему датчиков температуры и давления 5 и устройство состояния гидравлической жидкости 7. Все сигналы с датчиков поступают на блок обработки сигналов датчиков и управления приводом и нагревателем 11 и посредством интерфейсного блока 13 поступают на электронно-вычислительную машину с запущенным программным комплексом 12. Программный интерфейс обеспечивает предварительный расчет и накопление данных в вычислительной машине.

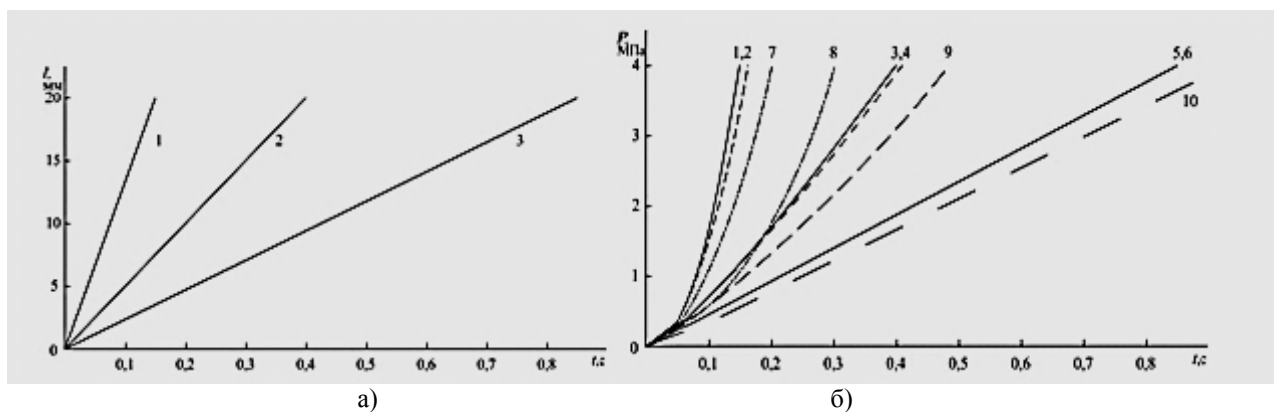


1 – привод главного тормозного цилиндра, 2 – главный тормозной цилиндр, 3 – силовое основание конструкции, 4 – питательный бачок, 5 – датчик давления и температуры, 6 – трубопроводы, 7 – устройство состояния гидравлической жидкости, 8 – динамометрический датчик, 9 – колесный цилиндр, 10 – нагревательный элемент, 11 – блок обработки сигналов датчиков и управления приводом и нагревателем, 12 – электронно-вычислительная машина с запущенным программным комплексом, 13 – интерфейсный блок, 14 – регулируемый упор динамометрического измерителя.

Рисунок 2 – Установка по исследованию влияния качества тормозной жидкости при различных термодинамических условиях

В результате проведения эксперимента были получены данные, на основании которых по предложенной методике были получены результаты, позволившие выявить закономерности и зависимости между характеристиками гидравлической тормозной жидкости и измеряемыми параметрами, поступающих с устройства оценки эксплуатационного состояния гидравлической жидкости.

На рисунке 3 представлены временные зависимости хода поршня главного тормозного цилиндра (а) и нарастания давления в магистрали (б).



а) 1 – аварийное торможение; 2 – рабочее торможение; 3 – регулируемое торможение
б) 1,2,7,8 – аварийное торможение; 3,4,9 – рабочее торможение; 5,6,10 – притормаживание; 1,3,5 – тормозная жидкость РОС DOT-4; 2,4,6 – жидкость ГТЖ – 22М; 7 – РОС DOT 4 - с 0,5 % содержанием воздуха; 8,9,10 – РОС DOT-4 с 1 % содержанием воздуха

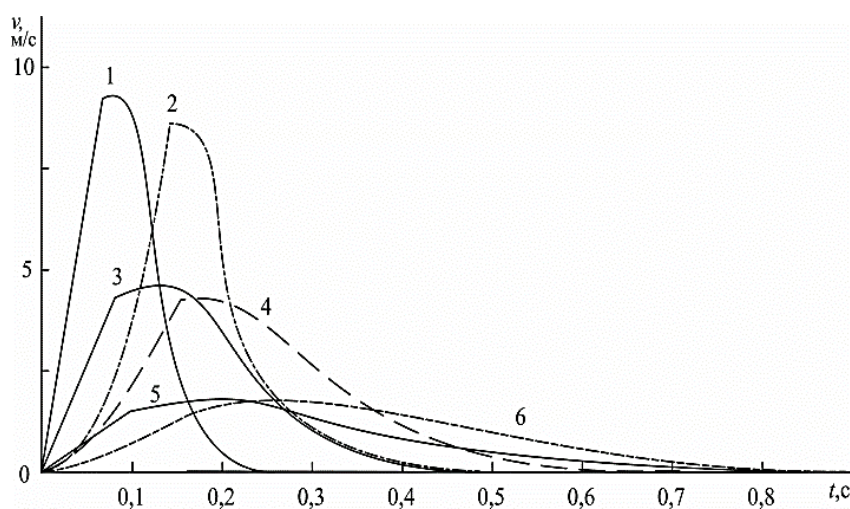
Рисунок 3 – Временные зависимости хода поршня главного тормозного цилиндра

Анализ данных зависимостей показал, что использование в качестве гидравлической жидкости РОС DOT-4 эффективнее по сравнению с ГТЖ-22М во времени срабатывания для трех режимов хода поршня главного цилиндра (кривые 1,3,5 и 2,4,6). Добавление воздуха в

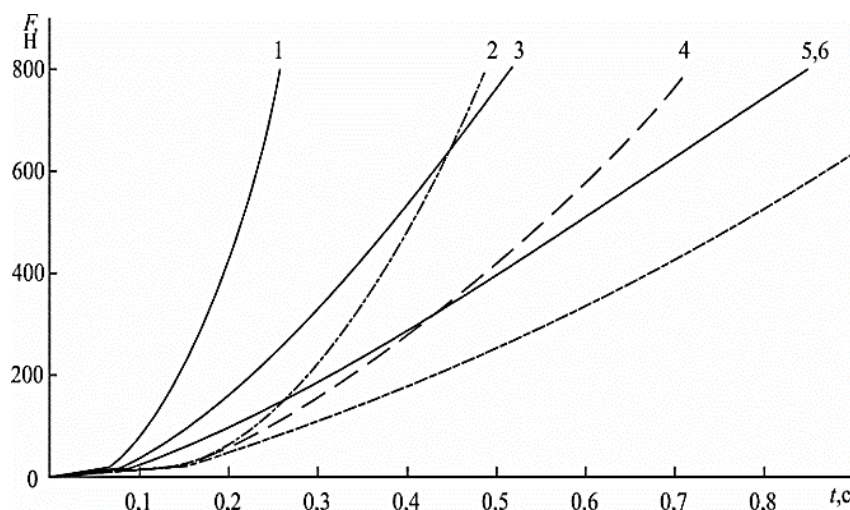


концентрациях, характерных для эксплуатационного состояния тормозной жидкости в течение 5...6 месяцев, существенно увеличивает время нарастания давления в системе. И чем выше скорость нарастания, тем больше время срабатывания гидропривода (кривые 7, 8, 9, 10). Возрастание давления от времени и разница, обусловленная при различных скоростях нагрузки на цилиндр, свидетельствует о релаксационном механизме обмена газ-жидкость.

Возрастающее давление в начале магистрали гидравлической тормозной системы заставляет жидкость двигаться в сторону меньшего давления – колесного цилиндра. Временные параметры движения жидкости по системе важны для оценки времени запаздывания управляющего воздействия по длинным гидравлическим каналам. На рисунке 4 представлены а) временные зависимости скорости в тормозной жидкости в магистрали и б) усилия развиваемого колесным цилиндром.



а) 1,2 – аварийное торможение; 3,4 – рабочее торможение; 5,6 – регулируемое торможение; 1,3,5 – тормозная жидкость РСО DOT-4; 2,4,6 – РСО DOT-4 с 1 % содержанием воздуха



б) 1,2 – аварийное торможение; 3,4 – рабочее торможение; 5,6 – притормаживание; 1,3,5 – тормозная жидкость РСО DOT-4; 2,4,6 - РСО DOT-4 с 1 % содержанием воздуха

Рисунок 4 – Временные зависимости хода поршня главного тормозного цилиндра

Анализ полученных зависимостей (рисунок 4) показал изменение скорости движения жидкости при равных условиях и скорости нажатия, но для различных концентраций воздуха.



Это свидетельствует о наличии физического механизма изменения вязкости и адиабатической сжимаемости, связанных с наличием растворенного газа в тормозной жидкости, что позволяет на основе измерения начальных характеристик жидкости судить о последующем изменении эксплуатационных свойств, влияющих на процесс торможения. Возрастание концентрации воздуха, растворенного в тормозной жидкости, приводит к увеличению времени срабатывания тормозного привода.

Выводы. Увеличение концентрации загрязнителей и растворенных газов, заметно снижает надежность срабатывания тормозного механизма автомобиля. Создание диагностических систем, основанных на предложенной методике определения эксплуатационного состояния гидравлической жидкости, повысит надежность тормозных систем, что обусловит в конечном итоге ее высокую надежность и повысит безопасность дорожного движения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волков В.В., Ляпич Е.Н. Диагностика тормозной системы – как элемент, повышающий боевую готовность специальных колесных шасси / Инв. № А 30601, депонирована от 27.05.2010 г.; УПДР А2 (107.2010 г.). 11 с.
2. Gillespie T.D. Front brake interactions with heavy vehicle and handling during braking "SAE Prepr.". S.a. JVi- 760025, 16 pp.185. "Brake testing G.F.H." Autocar, 1965, 122 N3005. 165 p.
3. Ляпич Е.Н., Волков В.В. Ультразвуковой метод определения параметров тормозной жидкости / Сборник научно-методических материалов по итогам XIX межвузовской научно-практической конференции, Перспектива, (16-17 апреля 2009 года), ВАИУ (г. Воронеж), Выпуск 32, Часть III. 2009. С. 67–71.
4. Ревин А.А. Автомобильные автоматизированные тормозные системы техническое решение, теория, свойства. Из-во Института Качеств, Волгоград, 1995. 160 с.
5. Харазов А.М. Диагностическое обеспечение технического обслуживания и ремонта автомобилей. М.: Высшая школа, 1990. 208 с.

REFERENCES

1. Volkov V.V., Lyapich E.N. Diagnostika tormoznoj sistemy – kak `element, povyshayuschij boevuyu gotovnost' special'nyh kolesnyh shassi / Inv. № А 30601, deponirovana ot 27.05.2010 g.; UPDR A2 (107.2010 g.). 11 p.
2. Gillespie T.D. Front brake interactions with heavy vehicle and handling during braking "SAE Prepr.". S.a. JVi- 760025, 16 pp.185. "Brake testing G.F.H." Autocar, 1965, 122 N3005. 165 p.
3. Lyapich E.N., Volkov V.V. Ul'trazvukovoj metod opredeleniya parametrov tormoznoj zhidkosti / Sbornik nauchno-metodicheskikh materialov po itogam XIX mezhvuzovskoj nauchno-prakticheskoj konferencii, Perspektiva (16-17 aprelya 2009 goda), VAIU (g. Voronezh), Vypusk 32, Chast' III. 2009. pp. 67–71.
4. Revin A.A. Avtomobil'nye avtomatizirovannye tormoznye sistemy tehniceskoe reshenie, teoriya, svojstva. Iz-vo Instituta Kachestv, Volgograd, 1995. 160 p.
5. Harazov A.M. Diagnosticheskoe obespechenie tehniceskogo obsluzhivaniya i remonta avtomobilej. M.: Vysshaya shkola, 1990. 208 p.

© Томилов А.А., Ломовских А.Е., Германович А.С., 2020

Томилов Александр Анатольевич, кандидат военных наук, профессор, профессор 21 кафедры автомобильной подготовки, Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), Россия, 396064, Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А.



Ломовских Александр Егорович, кандидат технических наук, доцент 21 кафедры автомобильной подготовки, Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), Россия, 396064, Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А.

Германович Александр Семенович, доцент, преподаватель 21 кафедры автомобильной подготовки, Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), Россия, 396064, Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А.