

DOI
УДК 62-383.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА КЛАПАНОВ ГРМ

А.В. Максимов, Л.А. Зимина, Н.Р. Адигамова, Б.Г. Зиганшин

Реферат. Улучшение характеристик двигателя внутреннего сгорания автомобиля сельскохозяйственного назначения возможно путем применения гидравлического привода клапанов газораспределительного механизма с электронным управлением. Привод обеспечивает открытие клапанов двигателя поршнями гидроцилиндров при нагнетании в них масла, закрытие клапанов реализуется с помощью клапанных пружин при сливе масла с гидроцилиндров. Преимуществами гидравлического привода являются: возможность отключения цилиндров двигателя, увеличение скорости открытия и закрытия клапанов газораспределительного механизма, отсутствие потребности в регулировке тепловых зазоров, постоянная скорость посадки клапанов на седла. Гидропривод интегрирован в систему смазки двигателя. Рабочее тело гидропривода – моторное масло с давлением 8 МПа, создаваемым отдельным насосом. Физико-математическая модель гидравлического привода клапанов в среде Simulink учитывает гидравлические потери давления, различные инерционные эффекты, упруго-деформационное взаимодействие между элементами привода, индуктивность катушек электромагнитных клапанов. Экспериментальная установка включает: двигатель КАМАЗ 740, гидропривод двух клапанов одной головки цилиндра, измерительное оборудование. Результаты экспериментов фиксировались с помощью скоростной кинокамеры. Определение кинематических характеристик клапанов газораспределительного механизма осуществлялось путем обработки видеоклипов съемки при известной частоте их фиксации. Результаты экспериментов совпадают с результатами расчетов. Скорость перемещения клапанов двигателя, благодаря использованию гидропривода, значительно увеличена по сравнению с применением традиционного механического привода. Определена временная задержка между подачей электрического сигнала на электромагнитные клапаны и реакцией гидропривода на нее. Полученные результаты позволяют приступить к созданию серийного гидравлического привода клапанов, улучшающего параметры двигателя путем интенсификации и управления газообменом цилиндра двигателя с окружающей средой.

Ключевые слова: газораспределительный механизм, гидравлический привод, моделирование, эксперимент.

Введение. В настоящее время технический парк сельскохозяйственной техники Российской Федерации сильно изношен. Средняя энергообеспеченность сельхозугодий в 2-4 раза меньше чем в США, Франции, Китае [1]. Количество тракторов, комбайнов, автомобилей сельскохозяйственного назначения на 1 га пашни значительно уступает ведущим мировым игрокам [2]. Приобретение новых единиц сельхозмашин затруднено в связи с высокими ценами и экономической войной, объявленной странами Запада. В таких условиях актуальным является поддержание парка сельхозмашин в исправном состоянии и проведение их модернизации для улучшения потребительских свойств.

Себестоимость сельскохозяйственной продукции зависит от расходов на обслуживание, ремонт и эксплуатацию сельскохозяйственной техники, а так же от ее производительности. Одним из ключевых элементов автомобилей и тракторов сельскохозяйственного назначения на сегодняшний день является двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Улучшение характеристик ДВС способно повысить конкурентоспособность продукции аграрного сектора.

Перспективным направлением модернизации ДВС является замена традиционного механического привода клапанов газораспределительного механизма (ГРМ) на альтернативные приводы с электронным управлением: электромагнитные [3], гидравлические [4, 5], пневматические [6]. При использовании элек-

тромагнитных и пневматических приводов сложно обеспечить плавную безударную посадку клапанов на седла. Поэтому авторами выбран гидравлический привод с электронным управлением [7]. Гидравлический привод способен интенсифицировать газообмен цилиндра двигателя с окружающей средой и реализовать управление его интенсивностью на всех рабочих режимах ДВС.

Целью работы является разработка гидравлического привода клапанов ДВС автомобиля сельскохозяйственного назначения, обеспечивающего интенсификацию и управление газообменом цилиндра двигателя с окружающей средой.

Условия, материалы и методы. Авторами выбрана схема, обладающая простотой реализации на ДВС традиционной конструкции (рис.1) [8, 9].

Схема позволяет оставить конструкцию блока цилиндров и головки двигателя без изменений. Идеологически схема близка к аккумуляторной системе топливопитания Common Rail [10].

Гидравлический привод клапанов ГРМ позволяет:

- менять моменты открытия и закрытия клапанов ГРМ в зависимости от режима работы ДВС, что позволяет оптимизировать газообмен цилиндров с окружающей средой;

- обеспечивать плавную посадку клапанов на седла с оптимальной скоростью, не зависящей от скоростного режима работы ДВС, благодаря чему повышается надежность и ресурс

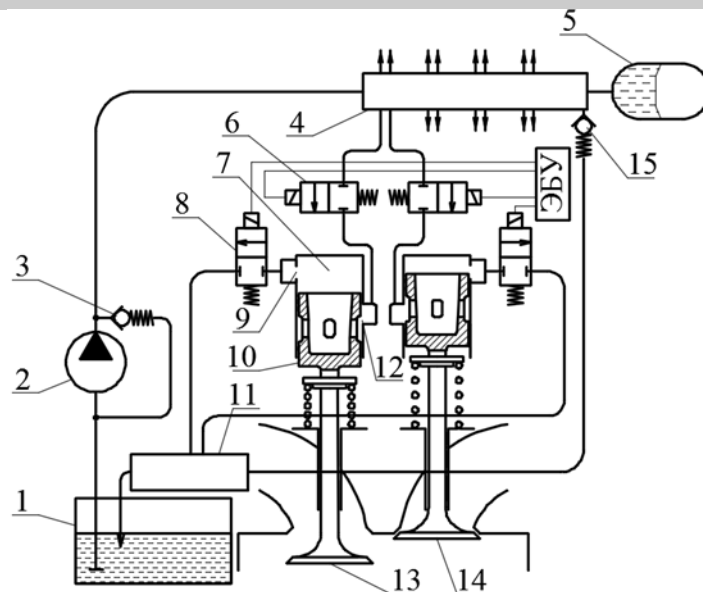


Рис. 1 – Схема гидропривода клапанов ГРМ с электронным управлением: 1 – картер двигателя; 2 – насос; 3 – аварийный клапан; 4 – питающая рампа; 5 – гидроаккумулятор; 6 – питающий ЭМК; 7 – гидроцилиндр; 8 – сливной ЭМК; 9 – сливное окно; 10 – поршень; 11 – сливная рампа; 12 – питающее окно; 13, 14 – клапаны ГРМ; 15 – редукционный клапан.

работы клапанного механизма;

- отказаться от трудоемкой операции по регулировке тепловых зазоров в клапанном механизме;

- производить отключение отдельных цилиндров ДВС, работающих при частичных нагрузках [11, 12].

Объектом исследований являлся гидравлический привод клапанов ГРМ аккумуляторного типа с гидроцилиндрами одностороннего действия и электронным управлением.

В качестве рабочего тела в приводе используется моторное масло, которое забирается насосом 2 из поддона двигателя 1. Для предотвращения повреждения элементов гидросистемы при значительном повышении давления в магистралях нагнетания используется аварийный клапан 3.

Из насоса масло по нагнетательной магистрали поступает в масляную рампу 4 и далее по питающим магистралям поступает в гидроцилиндры. Для стабилизации давления в рампе на постоянном уровне, используется редукционный клапан 15. Он согласует потребление масла гидроцилиндрами и его подачу насосом за счет слива избытков масла в поддон двигателя. К рампе присоединен гидроаккумулятор 5. Его наличие так же стабилизирует давление и снижает требуемую производительность масляного насоса.

Подачей масла в гидроцилиндры управляют питающие электромагнитные клапаны (ЭМК) 6. При подаче электрического сигнала от электронного блока управления (ЭБУ), питающий ЭМК открывается, и пропускает масло в гидроцилиндр впускного 13 или выпускного клапанов 14.

При нагнетании масла в гидроцилиндр, его поршень 10 движется вниз. Днище поршня давит на торец стержня клапана ГРМ, обеспе-

чивая его открытие. Подача масла завершается в момент закрытия ЭМК или в момент перекрытия пояском поршня питающего окна 12, в зависимости от того что произойдет раньше. Таким образом, поясок является ограничителем максимального хода поршня. После окончания подачи масла в гидроцилиндр его поршень останавливается, и следует этап удержания клапана ГРМ в открытом состоянии.

Закрытие клапана ГРМ происходит под действием клапанной пружины при сливе масла из полости гидроцилиндра. Слив масла происходит при открытом сливном ЭМК 8. Масло из гидроцилиндра вытесняется по сливным магистралям в сливную рампу 11 и далее в поддон двигателя. Скорость подъема поршня определяется расходом масла из гидроцилиндра. По мере подъема поршня верхняя кромка его юбки частично перекрывает сливное окно 9, что ограничивает слив и обеспечивает плавную посадку клапана ГРМ на седло.

Исследование гидравлического привода осуществлялось в два этапа. Первый этап заключался в моделировании работы гидравлического привода клапанов в среде Simulink (рис. 2). Второй этап включал проведение натурального эксперимента на двигателе.

Из блоков библиотеки Simulink создана модель гидропривода двух клапанов ГРМ одного цилиндра.

Модель учитывает следующие особенности функционирования гидравлического привода клапанов ГРМ ДВС:

- наличие гидравлических путейых и местных потерь давления в питающих и сливных магистралях гидроцилиндров;

- инерционность поршней гидроцилиндров и клапанов ГРМ;

- возможность разрыва кинематической связи между поршнем гидроцилиндра и

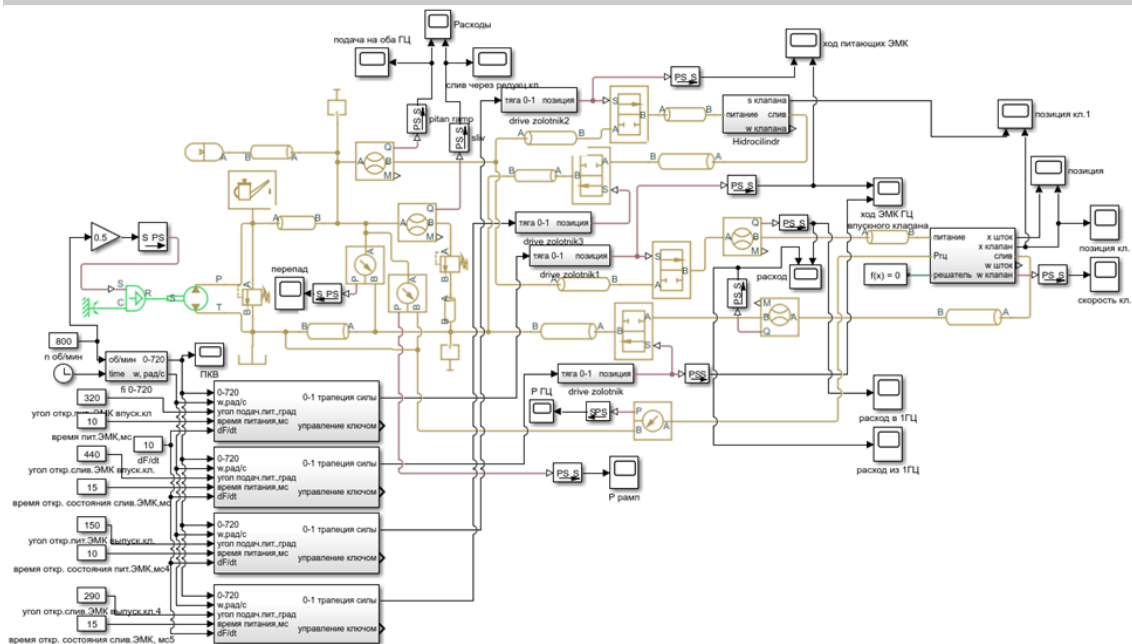


Рис. 2 – Модель гидравлического привода клапанов

клапаном ГРМ;

-силы трения между поршнем и стенками гидроцилиндра, между стержнем клапана и направляющей втулкой;

-упруго-деформационное взаимодействие между седлом и клапаном ГРМ;

-упруго-деформационное взаимодействие между торцом поршня гидроцилиндра и стержнем клапана ГРМ;

-наличие индуктивности катушек ЭМК и инерционность их запорных элементов;

-податливость стенок магистралей нагнетания и ramпы.

Учет наличия индуктивности осуществлялся путем ограничения скорости изменения тока в катушках ЭМК. Принято допущение о постоянной скорости нарастания и уменьшения тока на

этапах открытия и закрытия ЭМК. Так как сила тока и сила тяги электромагнита пропорциональны, то при моделировании принято допущение о трапециевидном характере изменения силы тяги электромагнитного привода.

Так как натурные эксперименты проводились при атмосферном давлении в цилиндре, то газовая сила, действующая на клапан, не учитывалась.

В качестве способа решения выбран неявный метод трапеций ode23t - метод с переменным шагом по времени. Этот метод наряду с многошаговым методом переменного порядка ode15s обеспечивал устойчивый счет, но выигрывал последний по расчетному времени.

Расчетный временной интервал принят исходя из условий достижения повторяемости

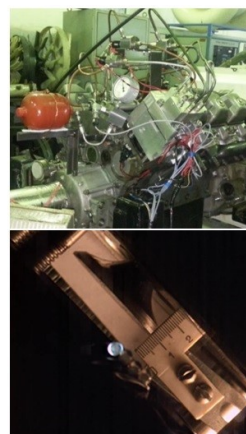
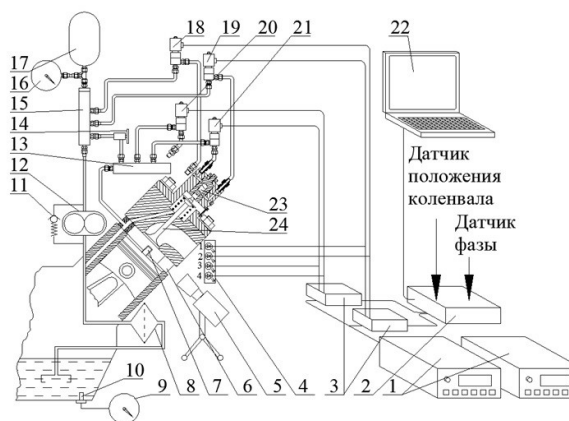


Рис. 3 – Исследовательский стенд для натурных испытаний и кадр съемки: 1 – источники питания; 2 – блок управления; 3 – блоки усилителей; 4 – светодиоды; 5 – скоростная кинокамера; 6 – дистанционная втулка; 7 – шпилька в поршне; 8 – масляный фильтр; 9 – указатель температуры; 10 – датчик температуры; 11 – предохранительный клапан насоса ГУР; 12 – насос ГУР; 13 – сливная ramпа; 14 – сливной кран байпасной магистрали; 15 – питающая ramпа; 16 – манометр; 17 – гидроаккумулятор; 18 – питающий ЭМК впускного клапана; 19 – питающий ЭМК выпускного клапана; 20 – сливной ЭМК впускного клапана; 21 – сливной ЭМК выпускного клапана; 22– внешний ПК; 23– поршень гидроцилиндра; 24 – выпускной клапан двигателя.

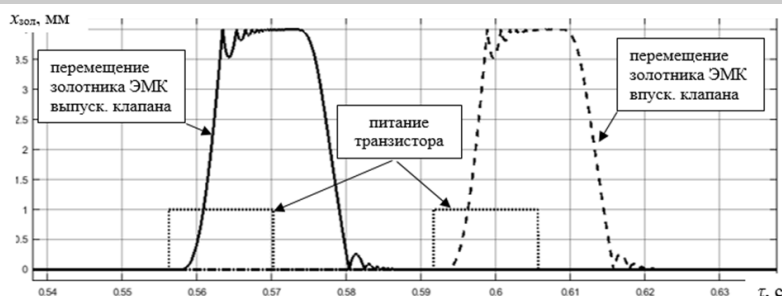


Рис. 4 – Ход золотников питающих ЭМК впускного и выпускного клапанов

срабатываний клапанов ГРМ, вызываемой стабилизацией давления в питающей рампе.

Численное исследование проводилось при следующих основных параметрах:

- рабочее давление – 8 МПа;
- объем гидроаккумулятора – 0,5 дм³;
- рабочий объем насоса – 10,5 см³;
- диаметр гидроцилиндров – 16 мм;
- внутренний диаметр трубопроводов – 8 мм;
- расчетная частота вращения коленчатого вала – 800 об/мин;
- углы открытия питающих ЭМК выпускного / впускного клапанов – 150/320;
- углы открытия питающих ЭМК выпускного / впускного клапанов – 335/485.

Для проведения натурного эксперимента собран исследовательский стенд (рис. 3) на базе двигателя КАМАЗ 740.30 и стенда холодной обкатки ДВС. Одна головка двигателя установлена на блок цилиндров через дистанционные втулки 6 высотой 30 мм. В поршне цилиндра под головкой выполнено резьбовое отверстие, в которое ввернута шпилька 7 высотой 30 мм. В зазоре между головкой и блоком крепилась измерительная линейка с ценой деления в 1 мм. На головку установлен модуль, состоящий из корпуса и располагаемых в нем двух гидроцилиндров 23. На двигателе крепились питающая 15 и сливная ramпы 13, планка с питающими и сливными ЭМК 18-21 (HYDAC WK08L-01-C-N-24DG), гидроаккумулятор 17, манометр 16 и соединительные трубопроводы. В качестве насоса 12 использован штатный насос гидроусилителя рулевого управления, привод которого осуществлялся штатным образом от коленчатого вала двигателя. Для вращения коленчатого вала двигатель КАМАЗ 740.30 установлен на стенд холодной обкатки ДВС. Регулировка давления в питающей ramпе достигалась путем воздей-

ствия на сливной вентиль 14. Для визуальной фиксации моментов подачи питания на ЭМК использована планка 4, на которой установлены четыре светодиода подключенные параллельно катушкам ЭМК. Питание на ЭМК подавалось экспериментальной электронной системой управления. Моменты включения и выключения ЭМК синхронизировались с последовательностью рабочих процессов ДВС с помощью сигналов датчика положения вала ТНВД и датчика положения коленчатого вала.

Положение клапанов ГРМ определялось с помощью высокоскоростной видеосъемки скоростной цифровой кинокамерой Vision Research Phantom Flex 4K. Ракурс скоростной киносъемки выбирался так, чтобы в кадр попадали клапаны двигателя, измерительная линейка и сигнальные светодиоды, расположенные на головке цилиндров. Кинокамера размещалась таким образом, чтобы оптическая ось объектива была направлена практически параллельно привалочной плоскости головки цилиндра.

Полученный видеоматериал обрабатывался с целью выявления закона перемещения клапана по времени. Просмотр видеоклипов позволял получить величину хода клапана. Номер кадра при известной скорости съемки (3000 кадров в секунду) давал координату времени.

Результаты и обсуждение. Согласно численным исследованиям установление давления в ramпе наблюдается спустя 0,3 сек с момента запуска. Начиная с четвертого срабатывания клапанов ГРМ наблюдается повторяемость.

Учет индуктивности катушки ЭМК, инерционности золотника и упругодеформационного характера удара запорного элемента об ограничитель позволил получить следующую картину в ходе моделирования (рис. 4). Закон перемещения золотника имеет выгнутые передний и задний фронты, а также зоны колебаний при упругодеформационном ударе запорного элемента об ограничитель.

Поочередное открытие питающих ЭМК выпускного, а за тем и впускного клапана приводит к сливу двух порций масла из питающей ramпы (рис. 5). Это вызывает двухэтапное понижение давления в ramпе. В период между сливами масла происходит плавное повышение давления, вызванное накачкой ramпы и гидроаккумулятора маслом. После каждой из основных порций расхода наблюдается участок с незначительными колебаниями расхода

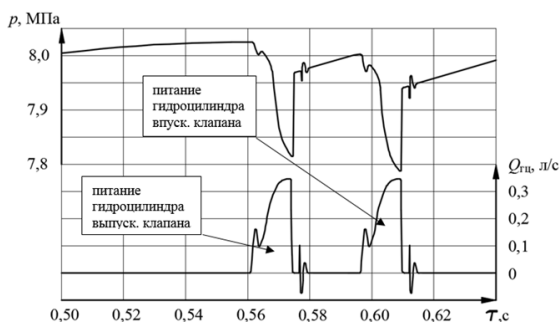


Рис. 5 – Давление в ramпе и расход из нее в гидроцилиндры

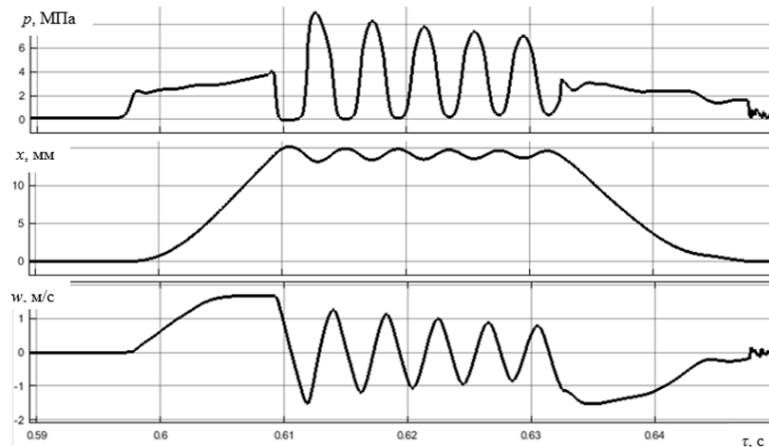


Рис. 6 – Давление в гидроцилиндре, перемещение и скорость клапана ГРМ

и давления. Наличие двух таких участков обусловлено совместной работой редукционного клапана и ограничителя максимального хода поршня гидроцилиндра. Поршень после достижения позиции блокировки подачи масла начинает колебаться. При этом он однократно достигает положения, при котором через поясок поршня вновь открывает подачу масла в полость гидроцилиндра. После небольшого этапа дозарядки гидроцилиндра следует выталкивание из него порции масла, а после изменения направления движения поршня следует еще одна короткая дозарядка.

При открытии питающего ЭМК в гидроцилиндр из рампы начинает поступать масло (рис. 6). Это приводит к повышению давления в полости гидроцилиндра. Перепад давления на поршне гидроцилиндра создает силу давления, под действием которой, поршень начинает движение в сторону открытого конца гидроцилиндра. При этом, давя на торец стержня он обеспечивает открытие клапана ГРМ. Поршень, быстро набрав скорость, начинает двигаться практически равномерно. Этому соответствует период со слабо меняющимся давлением в гидроцилиндре.

При достижении хода поршня равному 14 мм, поясок поршня блокирует дальнейшую подачу масла, при этом, срабатывает ограничитель подьема. Дальнейшее движение поршня по инерции при отсутствии подвода масла приводит к резкому снижению давления в надпоршневом пространстве. Понижение дав-

ления ниже уровня давления насыщенных паров вызывает появление газовой фазы из жидкого масла. Сила давления вынуждает поршень гидроцилиндра тормозиться и начать движение в противоположную сторону.

Уменьшение объема надпоршневого пространства гидроцилиндра влечет повышение давления в нем. Это вызывает уменьшение и последующее исчезновение газовой фазы. Последующее движение поршня в сторону слабо сжимаемого масла вызывает резкое нарастание в надпоршневом пространстве. Сила давления меняет направление и заставляет поршень двигаться в противоположную сторону. Увеличение объема повторно вызывает разрыв сплошности масла, поршень вновь меняет направление движения. Таким образом поршень гидроцилиндра колеблется с амплитудой порядка $1,5 \div 2$ мм и частотой собственных колебаний системы «клапан-поршень гидроцилиндра» около 238 Гц. Колебания продолжают продолжаться и после прекращения выделения газовой фазы. В силу малой диссипативной способности системы «поршень-гидроцилиндр» колебания поршня являются слабо затухающими по амплитуде и в период удержания клапана сохраняются.

Удержание клапана ГРМ заканчивается в момент открытия сливного ЭМК. Под действием силы упругости сжатой клапанной пружины поршень начинает вытеснять масло из гидроцилиндра. Он быстро разгоняется и начинает двигаться со слабо меняющейся

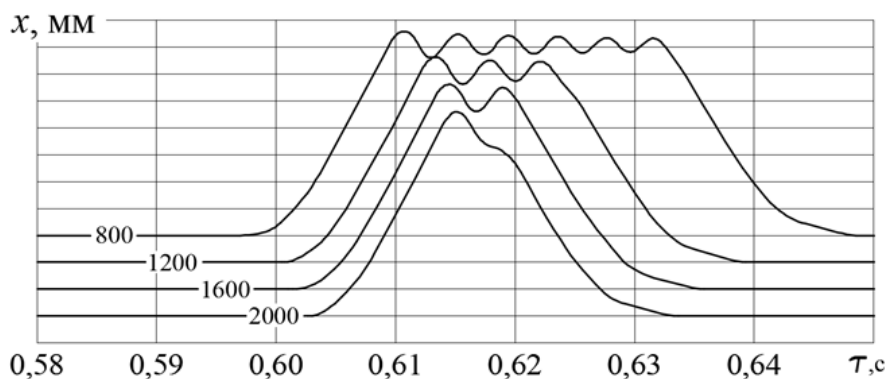


Рис. 7 – Влияние скоростного режима работы двигателя на закон

скоростью. По мере перемещения в сторону дна гидроцилиндра поршень юбкой начинает перекрывать сливные отверстия. Это вызывает увеличение гидравлического сопротивления сливной магистрали, что в свою очередь приводит к повышению давления в полости гидроцилиндра. Сила давления начинает тормозить поршень и обеспечивает его плавную остановку в крайней верхней позиции. По мере снижения скорости поршня уменьшается и скорость истечения масла, которая в свою очередь понижает гидравлическое сопротивление сливной магистрали. В результате давление в гидроцилиндре начинает уменьшаться. По мере потери скорости поршня гидроцилиндра клапан ГРМ совершает плавную посадку на свое седло со скоростью около 0,2 м/с.

Для оценки быстродействия привода расчетным методом был исследован скоростной диапазон доступных рабочих режимов, характерный для двигателя КАМАЗ-740 (800÷2000 об/мин). Исследование проводилось при фиксированных по углу поворота коленчатого вала фазах подачи питания на ключи управления ЭМК (рис. 7).

Скоростной режим работы ДВС не оказывает влияние на скорость открытия и закрытия клапанов ГРМ. Неизменной остается скорость посадки клапана на седло. От скорости вращения коленчатого вала зависит длительность периода удержания клапана. По мере увеличения скорости вращения коленчатого вала период удержания сокращается. Гидравлический привод клапанов позволяет получить значительную величину фактора «время-сечение» органов газораспределения при низкой частоте вращения коленчатого вала. По мере увеличения скоростного режима фактор «время-сечение» уменьшается.

Для отдельных скоростных режимов произведено наложение результатов расчетов на результаты натурного эксперимента (рис. 8).

С учетом погрешности измерения хода клапана по линейке с ценой деления в 1 мм результаты эксперимента и расчетов показали хорошее совпадение.

На рисунке 9 показан закон перемещения клапанов ГРМ полученный экспериментально при одинаковых фазах питания ЭМК. Полученные результаты указывают на работоспо-

собность гидравлического привода клапанов ГРМ вплоть до 2000 об/мин.

Гидравлический привод обеспечивает скорость перемещения клапана, не зависящую от скоростного режима работы ДВС, в том числе и комфортную скорость посадки клапана на седло (около 0,2 м/с).

Результаты расчетов и натурных экспериментов указывают на трапецевидный характер перемещения клапанов ГРМ при использовании гидравлического привода с электронным управлением. Для двигателя типа КАМАЗ-740 с фазой открытого состояния клапана 240° поворота коленчатого вала и высотой подъема клапана 14 мм средняя скорость перемещения клапана составляет 0,56 м/с при 800 об/мин. С увеличением скоростного режима она будет пропорционально увеличиваться. Если этот параметр оценить для гидравлического привода (рис. 6), то средняя скорость составляет 1,2 м/с. До частоты вращения коленчатого вала около 1600 об/мин применение гидравлического привода клапанов обеспечивает увеличение средней скорости движения клапана относительно традиционного привода, а значит и увеличение фактора «время-сечение». Для компенсации снижения пропускной способности клапанов ГРМ при высокой частоте требуется увеличение рабочего давления в гидроприводе.

При подаче сигналов на ЭМК от ЭБУ требуется учет задержки срабатывания привода. Он обусловлен индуктивностью катушек, характеристикой запорных элементов, податливостью стенок элементов гидропривода, сжимаемостью жидкости, временем выбора зазора между поршнем и клапаном. Просмотр рисунков 4 и 6, позволяет оценить задержку срабатывания гидравлического привода относительно момента подачи электрического сигнала на ЭМК. Она составляет около 6 мс. На рисунке 9 величину запаздывания можно оценить по углу поворота коленчатого вала с момента подачи сигнала до момента начала движения клапана. Она составляет при 800 об/мин около 45° поворота коленчатого вала, что эквивалентно 9 мс. Различие между расчетным и экспериментальным значением объясняется различием между расчетными и реальными параметрами ЭМК в плане скорости

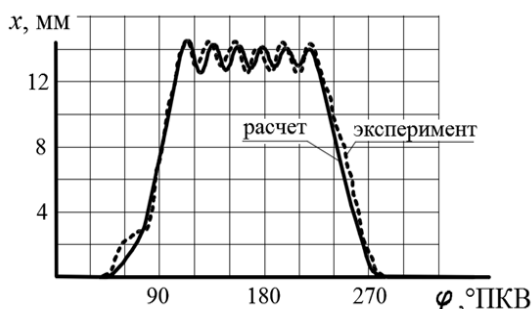


Рис. 8 – Результаты расчетов и натурного эксперимента при 800 об/мин

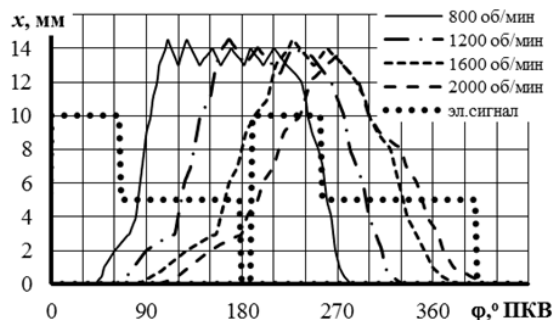


Рис. 9 – Экспериментально определенным закон перемещения клапанов ГРМ при фиксированных фазах работы ЭМК

перемещения его запорного элемента и величины индуктивности его катушки, а также заранее неизвестной податливостью стенок элементов гидросистемы.

Выводы. Продемонстрирована работоспособность выбранного гидравлического привода, обеспечивающего управление моментами открытия и закрытия клапанов ГРМ.

Достигнуто значительное увеличение скорости открытия и закрытия клапанов ГРМ на большинстве скоростных режимов работы ДВС, что интенсифицирует газообмен цилиндра двигателя с окружающей средой. Определены временные задержки между моментами подачи электрических сигналов на ЭМК и реакцией гидропривода.

Литература

1. Способы модернизации машинно-тракторного парка АПК в современных условиях экономики / Коротких Ю.С. // Наука без границ. 2020. № 5 (45). С. 90-95.
2. Сельское хозяйство Татарстана: особенности, продукция и интересные факты. URL: <https://fb.ru/article/327421/selskoe-hozyaystvo-tatarstana-osobennosti-produktsiya-i-interesnyie-faktyi/> дата обращения 04.04.2022.
3. Design and control of fully flexible valve actuation systems for camless engines. Gillella P. K. URL: <https://conservancy.umn.edu/handle/11299/143197/> дата обращения 04.04.2022.
4. Design and Performance Evaluation of an Electro-Hydraulic Camless Engine Valve Actuator for Future Vehicle Applications. Kanghyun N., Kwanghyun Ch., Sang-Shin P., Seibum B. Ch. // Sensors. 2017. Vol. 17. No. 12. 2940. URL: <https://www.mdpi.com/1424-8220/17/12/2940>. doi:10.3390/s17122940 дата обращения 04.04.2022.
5. Expanding Combustion Knowledge – Lotus AVT. URL: <https://lotusproactive.wordpress.com/2014/04/09/expanding-combustion-knowledge-lotus-avt-system/?shared=email&msg=fail/> дата обращения 04.04.2022.
6. Шарифуллин С.Н., Адигамов Н.Р., Тополянский П.А., Байниязова А.Т. Классификация технологий упрочнения, нанесения покрытий и восстановления деталей топливной аппаратуры дизельных двигателей // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2019. – Т. 14. – № 3(54). – С. 128-132. – DOI 10.12737/article_5db9737337f839.90239250. – EDN ZEGYAV.
7. Адигамов Н.Р., Неговора А.В., Зимина Л.А., Максимов А.В. Фазы газораспределения гидроуправляемых клапанов ДВС // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2021. – Т. 16. – № 4 (64). – С. 47-52. – DOI 10.12737/2073-0462-2022-47-52. – EDN UHOСMG.
8. Численное исследование газораспределительного механизма с электрогидравлическим приводом / А. Б. Березовский, Н. А. Гатауллин, Л. А. Зимина и др. // Журнал автомобильных инженеров. 2015. №5 (94). С. 16–22.
9. Балабин, В.Н. Научные основы создания регулируемых приводов газораспределения локомотивных двигателей внутреннего сгорания нового поколения [Текст] : автореф. дис. докт. техн. наук - Москва, 2010.
10. Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. Конструкция, расчет и технический сервис топливной аппаратуры современных дизелей: Учебное пособие. - М.: Изд-во Легион-Автодата, 2013. - 292 с.
11. Галиуллин, Р.Р. Регулирование двигателя отключением цилиндров – как фактор повышения экономичности его работы // Тракторы и с.х. машины, 2007. – №10. – С. 11-13.
12. Повышение производительности и качества восстановления деталей электролитическим натиранием / Н. Р. Адигамов, А. Р. Валиев, И. Х. Гималдинов [и др.] // Техника и оборудование для села. – 2020. – № 4(274). – С. 34-38. – DOI 10.33267/2072-9642-2020-4-34-38. – EDN TFRKMK.

Сведения об авторах:

Максимов Алексей Валерьевич – старший преподаватель, e-mail: maks.adis@mail.ru
 Зимина Лариса Александровна – старший преподаватель, e-mail: larek.adis@mail.ru
 Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ, Казань, Россия
 Адигамов Наиль Рашатович – доктор технических наук, профессор, e-mail: n-adigamov@rambler.ru
 Зиганшин Булат Гусманович – доктор технических наук, профессор, e-mail: zigan66@mail.ru
 Казанский государственный аграрный университет, Казань, Россия

RESEARCH OF HYDRAULIC DRIVE VALVES TIMING A.V. Maksimov, L.A. Zimina, N.R. Adigamov, B.G. Ziganshin

Abstract. Improving the characteristics of the internal combustion engine of an agricultural vehicle is possible by using a hydraulic actuator of the electronically controlled gas distribution valves. The drive ensures the opening of the engine valves by the pistons of the hydraulic cylinders when oil is pumped into them, the valves are closed using valve springs when the oil is drained from the hydraulic cylinders. The advantages of the hydraulic drive are: the ability to turn off the engine cylinders, an increase in the speed of opening and closing the valves of the gas distribution mechanism, no need to adjust the thermal clearances, a constant speed of the valves landing on the saddles. The hydraulic drive is integrated into the engine lubrication system. The working body of the hydraulic drive is engine oil with a pressure of 8 MPa, created by a separate pump. The physical and mathematical model of a hydraulic valve drive in the Simulink environment takes into account hydraulic pressure losses, various inertial effects, elastic-deformation interaction between drive elements, and inductance of solenoid valve coils. The experimental setup includes: a KAMAZ 740 engine, a hydraulic drive for two valves of one cylinder head, measuring equipment. The results of the experiments were recorded using a high-speed movie camera. The determination of the kinematic characteristics of the valves of the gas distribution mechanism was carried out by processing the video frames of the shooting at a known frequency of their fixation. The results of experiments coincide with the results of calculations. The speed of movement of the engine valves, thanks to the use of a hydraulic actuator, is significantly increased compared to the use of a traditional mechanical actuator. The time delay between the supply of an electrical signal to the electromagnetic valves and the response of the hydraulic drive to it is determined. The results obtained make it possible to start creating a serial hydraulic valve drive that improves engine parameters by intensifying and controlling the gas exchange of the engine cylinder with the environment.

Key words: gas distribution mechanism, hydraulic drive, modeling, experiment.

References

1. Korotkikh YuS. [Ways to modernize the machine and tractor fleet of the agro-industrial complex in modern economic conditions]. *Nauka bez granits*. 2020; 5 (45). 90-95 p.
2. Agriculture of Tatarstan: features, products and interesting facts. [Internet]. [cited 2022, April 04]. Available from: <https://fb.ru/article/327421/selskoe-hozyaystvo-tatarstana-osobennosti-produktsiya-i-interesnyie-faktyi/>.
3. Gillella PK. Design and control of fully flexible valve actuation systems for camless engines. [Internet]. [cited 2022, April 04]. Available from: <https://conservancy.umn.edu/handle/11299/143197/>.
4. Kanghyun N, Kwanghyun Ch, Sang-Shin P, Seibum BCh. Design and performance evaluation of an electrohydraulic camless engine valve actuator for future vehicle applications. [Internet]. *Sensors*. 2017; Vol. 17. 12. 2940. [cited 2022, April 04]. Available from: <https://www.mdpi.com/1424-8220/17/12/2940>. doi:10.3390/s17122940.
5. Expanding Combustion Knowledge – Lotus AVT. [Internet]. [cited 2022, April 04]. Available from: <https://lotusproactive.wordpress.com/2014/04/09/expanding-combustion-knowledge-lotus-avtsystem/?shared=email&msg=fail/>.
6. Sharifullin S.N., Adigamov N.R., Topolyansky P.A., Bainiyazova A.T. Classification of technologies for strengthening, coating and restoring parts of fuel equipment for diesel engines // *Bulletin of the Kazan State Agrarian University*. - 2019. - T. 14. - No. 3 (54). - S. 128-132. – DOI 10.12737/article_5db9737337f839.90239250. – EDN ZEGYAV.
7. Adigamov N.R., Negora A.V., Zimina L.A., Maksimov A.V. Gas distribution phases of hydraulically controlled valves of internal combustion engines // *Bulletin of the Kazan State Agrarian University*. - 2021. - T. 16. - No. 4 (64). - S. 47-52. – DOI 10.12737/2073-0462-2022-47-52. – EDN UHOVMG.
8. Berezovskiy AB, Gataullin NA, Zimina LA. [Numerical study of a gas distribution mechanism with an electrohydraulic drive]. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*. 2015; 5 (94). 16-22 p.
9. Balabin VN. *Nauchnye osnovy sozdaniya reguliruemyykh privodov gazoraspredeleniya lokomotivnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya novogo pokoleniya: avtoref. dis. dokt. tekhn. nauk*. [Scientific foundations for the creation of variable gas distribution drives for locomotive internal combustion engines of a new generation: dissertation for a degree of Doctor of technical sciences]. Moscow. 2010.
10. Grekhov LV, Gabitov II, Negovora AV. *Konstruktsiya, raschet i tekhnicheskii servis toplivnoi apparatury sovremennykh dizelei: uchebnoe posobie*. [Design, calculation and technical service of modern diesel fuel equipment: manual]. Moscow: Izd-vo Legion-Avtodata. 2013; 292 p.
11. Galiullin RR. [Regulation of the engine by turning off the cylinders - as a factor in increasing the efficiency of its work]. *Traktory i s.kh. mashiny*. 2007; 10. 11-13 p.
12. Improving the productivity and quality of restoring parts by electrolytic rubbing / N. R. Adigamov, A. R. Valiev, I. Kh. Gimaltdinov [et al.] // *Technique and equipment for the village*. - 2020. - No. 4 (274). - S. 34-38. – DOI 10.33267/2072-9642-2020-4-34-38. – EDN TFRKMK.

Authors:

Maksimov Aleksey Valerievich – Senior Lecturer, e-mail: maks.adis@mail.ru
 Zimina Larisa Aleksandrovna – Senior Lecturer, e-mail: larek.adis@mail.ru
 Kazan National Research Technical University named after A.N.Tupolev - KAI, Kazan, Russia
 Adigamov Nail Rashatovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, e-mail: n-adigamov@rambler.ru
 Ziganshin Bulat Gusmanovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, e-mail: zigan66@mail.ru
 Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia