

УДК 62-383.1

## ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА С ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

А. Б. Березовский, к. т. н., Н. А. Гатауллин, к. т. н., Л. А. Зимина, А. В. Максимов / КНИТУ-КАИ, Казань  
Д. Х. Валеев, к. т. н., И. Ф. Гумеров, к. т. н., Р. Х. Хафизов / ПАО «КамАЗ», Набережные Челны

Двигатели современных тяжёлых коммерческих автомобилей должны иметь высокие потребительские характеристики, включая энергетические, экономические и экологические показатели. Большую роль в достижении этих показателей играет совершенствование рабочих процессов в цилиндре двигателя. В свою очередь, организация процессов в цилиндре двигателя в большой степени зависит от газообмена во время впуска в цилиндр свежей смеси и выпуска из него продуктов сгорания.

Для наполнения цилиндра свежей смесью и очистки его от продуктов сгорания используется газораспределительный механизм (ГРМ). Традиционный привод ГРМ обладает такими недостатками, как жёсткая кинематическая связь клапанов с коленчатым валом, значительные нагрузки в сопряжении кулачка и толкателя, необходимость смазки элементов привода, возможность разрыва кинематической связи между кулачком распределительного вала и клапаном, шумность.

Возможности изменения фаз газораспределения, подъёма клапана и закона его движения в зависимости от режима работы двигателя открывают новые направления совершенствования двигателей. Появляется возможность формировать скоростную характеристику двигателя, изменять действительную степень сжатия (циклы Миллера и Аткинсона) для сокращения концентрации регламентированных выбросов в отработавших газах. Кроме этого, влияя на период перекрытия клапанов, можно обеспечить перепуск части наддувочного воздуха в выпускную систему для регулирования наддува или обеспечить внутреннюю рециркуляцию, управляя количеством остаточных газов в цилиндре. Независимое от углового положения коленчатого вала управление клапанами позволяет отказаться от дроссельной за-

слонки, что эффективно при небольших нагрузках. При наличии двух впускных клапанов в цилиндре можно отключать один из них, что способствует оптимизации смесеобразования в отдельных режимах работы двигателя. При торможении автомобиля на затяжных спусках можно использовать двигатель для гибкого регулирования тормозного момента.

Стремление улучшить характеристики двигателей за счёт совершенствования привода ГРМ привело к появлению разнообразных механизмов изменения фаз газораспределения. Преимущественно используется механический принцип воздействия на клапаны. Чаще всего изменяют лишь фазы газораспределения без изменения фактора «время — сечение» [1]. Механизмы, позволяющие изменять «время — сечение» за счёт сужения или расширения фаз газораспределения или изменения подъёма клапана, немногочисленны и конструктивно сложны [1].

В настоящее время многие фирмы мира приступили к разработке независимо управляемых клапанов двигателя. Этому способствует развитие систем электронного управления двигателем, ставших обязательным атрибутом искровых и дизельных двигателей.

Перспективными системами управления клапанами двигателя являются электромагнитный [1, 2] и электрогидравлический приводы клапанов [1, 3]. Ввиду сложности создания электромагнитного привода (обеспечение плавной посадки клапана на седло, высокое напряжение питания и пр.) в настоящее время для двигателей тяжёлых коммерческих автомобилей предпочтительным считается электрогидравлический привод.

Одним из способов реализации такого привода является непосредственное воздействие кулачка приводного вала на поршень гидроцилиндра, который создаёт давление жидкости. Сила давления приводит в действие второй поршень, толкающий клапан двигателя. Управление сливом жидкости при помощи электромагнитного клапана позволяет влиять на закон перемещения клапана (система MultiAir [1]).

Другим способом является создание давления жидкости в гидроцилиндре за счёт использования общей рампы, питающейся от насоса. Перемещение клапана двигателя обеспечивается электромагнитными клапанами, управляющими подачей и сливом жидкости из гидроцилиндра. При этом открытие клапана двигателя осуществляется за счёт силы давления жидкости на поршень гидроцилиндра. Закрытие клапана может осуществляться путём создания давления жидкости под поршнем (Lotus [4]) или возвратной пружиной, как это принято в традиционном ГРМ. В настоящей работе рассматривается электрогидравлический привод ГРМ [5, 6], в котором закрытие клапанов происходит при помощи клапанной пружины.

В качестве рабочего тела системы управления клапанами предлагается использовать моторное масло. Такой выбор обусловлен хорошими смазывающими характеристиками и низким давлением насыщенных паров масла, а также наличием запаса масла в двигателе.

Схема электрогидравлического привода ГРМ представлена на рис. 1.

Система работает следующим образом. Масло забирается насосом из поддона двигателя и направляется в рампу. Для уменьшения пульсаций давления в рампе применяется поршневой демпфер. При подаче управляющего сигнала на питающий электромагнитный клапан (ЭМК) он открывается. Масло из рампы поступает в надпоршневое пространство гидроцилиндра. Давление масла, действуя на поршень гидроцилиндра, создаёт силу, под действием которой поршень перемещается и открывает клапан двигателя. При этом сжимается клапанная пружина. Время открытого состояния питающего ЭМК определяет высоту подъёма клапана двигателя. После выключения ЭМК клапан двигателя удерживается в открытом состоянии. Для закрытия клапана двигателя подаётся управляющий сигнал на сливной ЭМК, который открывает сливную магистраль. Поршень перемещается вверх за счёт действия пружины, вытесняя масло из гидроцилиндра на слив.

Для торможения поршня при посадке клапана на седло применён гидротормоз. При перекрытии поршнем отверстий гидротормоза уменьшается расход сливающейся жидкости, что способствует росту давления в надпоршневом пространстве и торможению поршня. Таким образом, происходит плавная посадка клапана на седло. При этом одно отверстие гидротормоза остаётся открытым, что обеспечивает снижение давления в надпоршневой полости до атмосферного.

В случае запаздывания выключения питающего ЭМК клапан продолжает подниматься. Для аварий-

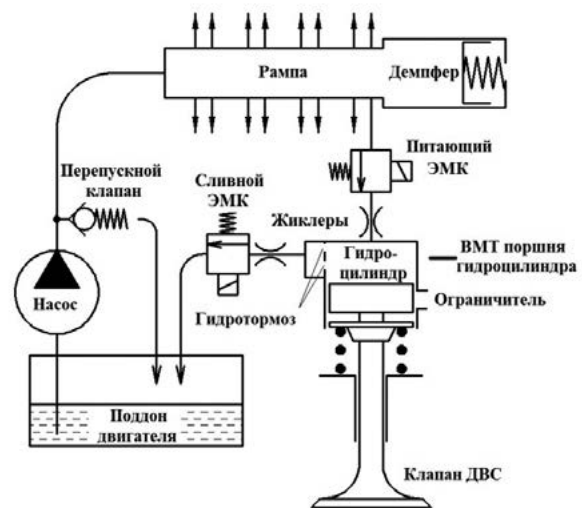


Рисунок 1. Схема электрогидравлического привода клапанов

ного ограничения подъёма клапана применяется ограничитель. При достижении клапаном двигателя максимальной заданной высоты подъёма отверстия ограничителя открываются поршнем. Масло начинает сливаться из гидроцилиндра, что способствует снижению давления в надпоршневой полости. Следовательно, уменьшается сила, действующая на поршень, что ограничивает перемещение клапана в сторону его открытия.

Процессы, протекающие в элементах рассматриваемой системы (течение жидкости, перемещение деталей), нестационарны. Однако при нестационарной постановке задачи не следует ожидать высокой точности результатов в связи с отсутствием достоверной информации для определения исходных данных. Предпочтительной на этапе концептуального проектирования является квазистационарная модель, которая позволит прогнозировать характеристики ГРМ с электрогидравлическим приводом.

В математической модели для описания процессов, происходящих в отдельных частях привода, используется система уравнений, включающая: уравнения расходов масляного насоса, перепускного клапана, нагнетательной, питающей и сливной магистралей; баланс расходов в рампу и перепускной клапан, в рампу и гидроцилиндры, в гидроцилиндр и из него; уравнения равновесия перепускного клапана, демпфера и поршня гидроцилиндра.

При записи уравнений учитываются сжимаемость масла, гидравлическое сопротивление соединительных магистралей, сила вязкого трения между движущимися деталями в перепускном клапане, демпфере и гидроцилиндре, а также перетечки масла через поршневой зазор этих узлов, возможность появле-

*Таблица.* Основные исходные данные для расчётов

№	Параметр	Впускной клапан	Выпускной клапан
1	Диаметр питающих и сливных магистралей, мм	8	8
2	Длина питающих и сливных магистралей, м	0,2	0,2
3	Диаметр рампы, мм	20	
4	Длина рампы, м	0,5	
5	Скорость подъёма-посадки ЭМК ( $w+ = w-$ ), м/с	1	1
6	Ход ЭМК, мм	5	5
7	Диаметр гидроцилиндра, мм	15	15
8	Масса поршня гидроцилиндра, г	30	30
9	Поршневой зазор гидроцилиндра, мм	0,05	0,05
10	Жёсткость пружины клапана, Н/мм	35	35
11	Предварительное натяжение пружины клапана, мм	10	10
12	Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	1 200	
13	Температура масла, °С	100	

ния газовой фазы в масле (кавитация). Допускается, что газовая фаза появляется при давлении, равном давлению насыщенных паров масла, а исчезает после смены направления движения поршня, в момент, когда объём надпоршневого пространства становится равным предыдущему объёму с добавкой объёма масла, поступившего за период кавитации. Скорость перемещения запорного элемента ЭМК при его открытии и закрытии принята постоянной. Учитываются зависимость плотности масла от температуры и влияние давления и температуры на кинематический коэффициент вязкости масла.

На основании разработанной математической модели электрогидравлического привода ГРМ создано программное обеспечение. Проведены расчёты с целью определения конструктивных и режимных параметров электрогидравлического привода ГРМ. Диапазон изменения влияющих параметров выбирался с инженерной точки зрения.

В результате проведения предварительных расчётов сформированы исходные данные базового варианта. Его основные параметры приведены в таблице.

Давление газа в цилиндре задаётся согласно индикаторной диаграмме двигателя, а давление во впускных и выпускных патрубках принято постоянным.

Выбранные размеры насоса обеспечивают подачу 69 л/мин при частоте 1 200 мин<sup>-1</sup>, а настройка перепускного клапана соответствует давлению в рампе 8 МПа. При этом мощность на привод насоса составляет 14 кВт.

Рассмотрим результаты расчёта базового варианта.

При использовании шестерённого насоса его подача сопровождается пульсациями. Течение масла в рампу обусловлено расходом масла на питание

гидроцилиндров, работой демпфера и перепускного клапана насоса. При отсутствии питания гидроцилиндров возможно появление периодически меняющегося направления течения в магистрали между насосом и рампой. Давление масла в рампе испытывает незначительные колебания (~0,01 МПа), что обусловлено неравномерностью подачи масла в рампу, а также сглаживающим действием перепускного клапана насоса и демпфера.

Включение питающих ЭМК приводит к падению давления в рампе. При снижении частоты вращения коленчатого вала производительность насоса снижается, соответственно, перепускной клапан насоса может закрываться. При этом давление в рампе на достаточном уровне поддерживает демпфер. Например, при частоте вращения 900 об/мин давление в рампе во время работы гидроцилиндра при наличии демпфера кратковременно снижается с 8 до 7,8 МПа, а при его отсутствии — до 4,6 МПа. Таким образом, применение демпфера позволяет улучшить динамику работы клапанов и условия работы привода масляного насоса.

Поведение давления в гидроцилиндре определяется не только расходом масла по магистралям питания и слива, но и перемещением поршня гидроцилиндра, на движение которого оказывают влияние силы инерции и силы упругости клапанной пружины, перетекание масла через поршневой зазор, давление газов в цилиндре двигателя и впускных и выпускных патрубках. Поэтому изменение давления масла над поршнем гидроцилиндра, скорости и перемещения поршня имеет сложный характер (рис. 2).

Открытие питающего ЭМК (точка 1 на рис. 2) сопровождается поступлением масла в гидроцилиндр. Однако поршень гидроцилиндра и находящийся с ним в контакте клапан двигателя, ввиду их инерционности, сначала перемещаются незначительно. При малой сжимаемости масла это приводит к резкому росту давления в гидроцилиндре и значительному ускорению поршня. Затем совместное влияние изменения скорости поршня, объёма надпоршневого пространства и силы упругости клапанной пружины способствуют уменьшению давления над поршнем (до точки 2).

Точка 2 соответствует моменту закрытия питающего ЭМК. Прекращение питания гидроцилиндра и увеличение надпоршневого пространства приводят к дальнейшему снижению давления над поршнем и возможности появления газовой фазы. Уменьшение силы давления на поршень и рост силы упругости клапанной пружины способствуют интенсивному торможению поршня. Преодолевая по инерции равновесное положение, поршень затем изменяет направление движения. Работает ограничитель, обе-

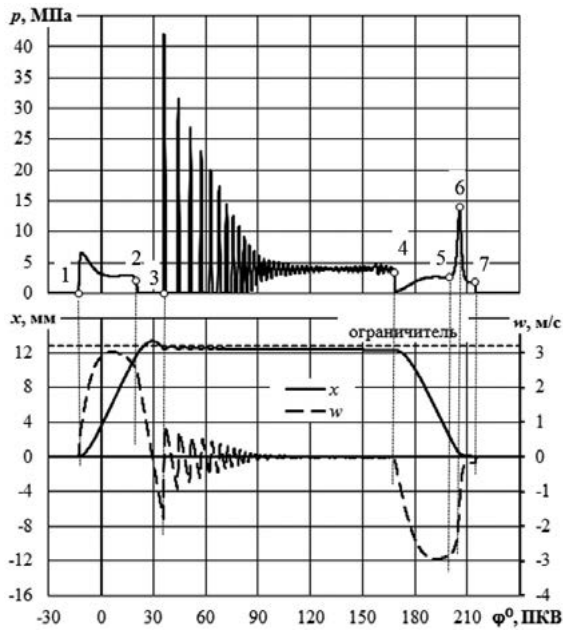


Рисунок 2. Зависимость изменения давления  $p$  в гидроцилиндре, скорости  $w$  и перемещения  $x$  поршня гидроцилиндра впускного клапана от угла ПКВ

спечивая слив масла из гидроцилиндра в головку цилиндра. Газовая фаза исчезает (точка 3), давление над поршнем растёт, заставляя поршень вновь изменить направление движения. Возникает колебательный процесс движения поршня и изменения давления.

Пульсации давления постепенно затухают. Поршень удерживает клапан в открытом состоянии. Давление в гидроцилиндре в основном определяется силой упругости клапанной пружины. На рис. 2 это выражается в практически постоянном давлении при подходе к точке 4.

При открытии сливного ЭМК (точка 4) давление в надпоршневой полости резко снижается. Поршень увеличивает скорость, двигаясь к своей ВМТ. Давление в гидроцилиндре начинает увеличиваться за счёт роста гидравлического сопротивления сливной магистрали. По мере движения поршня снижается сила упругости пружины. Сила давления масла в гидроцилиндре начинает превалировать над этой силой. В результате поршень тормозится.

В точке 5 поршень начинает перекрывать отверстия гидротормоза. Уменьшается расход масла из гидроцилиндра, что ведёт к увеличению давления (до точки 6). В результате растёт интенсивность торможения поршня. При уменьшении скорости поршня падает давление в гидроцилиндре и сокращается расход масла через магистраль слива. В итоге остановка поршня и посадка клапана двигателя на седло (точка 7) происходят при небольшой скорости.

Таким образом, открытие клапана двигателя обеспечивается работой питающего ЭМК, а его закрытие — работой сливного ЭМК и пружины. Полностью открытое состояние клапана двигателя (удержание клапана) обеспечивается отсечкой гидроцилиндра от рампы и сливной магистрали выключенными ЭМК.

Нельзя допускать, чтобы максимальная скорость поршня  $w_{max}$  превышала критическую скорость клапанной пружины (3,5 м/с). Поэтому для ограничения  $w_{max}$  (выбрана 3 м/с) применяются жиклёры в соединительных магистралях: гидроцилиндр впускного клапана (рис. 3) — в питающей магистрали  $d_{ж} = 3,3$  мм, в сливной магистрали  $d_{ж} = 4,0$  мм; гидроцилиндр выпускного клапана — в питающей магистрали  $d_{ж} = 6,5$  мм, в сливной магистрали  $d_{ж} = 3,8$  мм.

Анализ результатов расчёта базового варианта позволил определить задачи численного исследования, результаты которого приведены ниже.

Расчёты показали, что длина питающих и сливных магистралей, равная 0,1÷1,2 м, при диаметре, равном 8 и 10 мм, слабо влияет на изменение давления масла в гидроцилиндре, перемещение поршня и его скорость. Уменьшение диаметра магистралей, начиная с 6 мм, приводит к сокращению фактора «время — сечение» клапанов при фиксированных фазах газораспределения.

Выяснено, что снижение скорости конического запорного элемента ЭМК с 7 до 2 м/с и уменьшение его хода с 7 до 1 мм практически не сказывается на работе поршня гидроцилиндра.

Давление в рампе оказывает влияние на работу всех элементов электрогидравлического привода ГРМ. Его выбор является компромиссным решением, так как, с одной стороны, увеличение давления в рампе способствует более быстрому открытию клапанов двигателя, а с другой — приводит к увели-

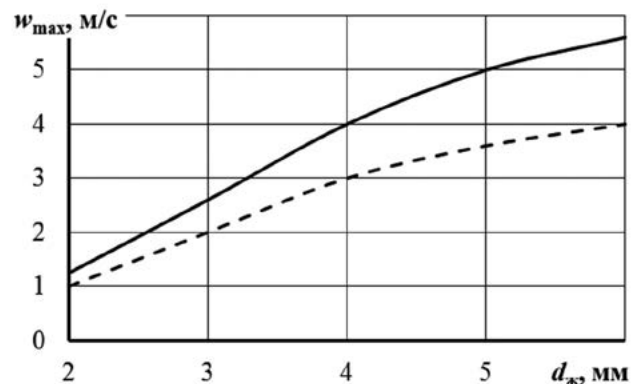


Рисунок 3. Влияние диаметра питающего (верхняя линия) и сливного (нижняя линия) жиклёров на максимальную скорость поршня гидроцилиндра впускного клапана



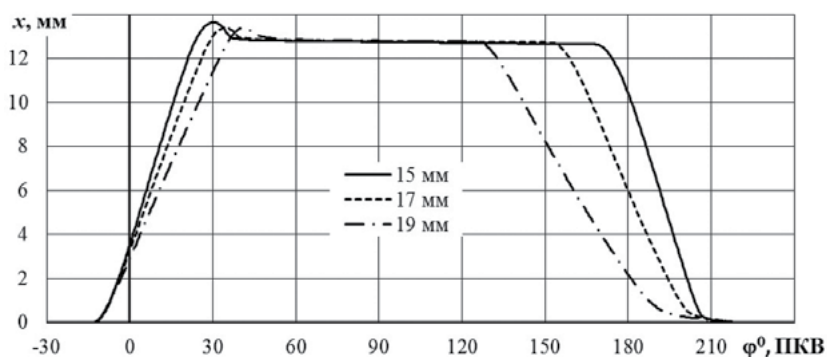


Рисунок 4. Влияние диаметра гидроцилиндра впускного клапана на перемещение поршня

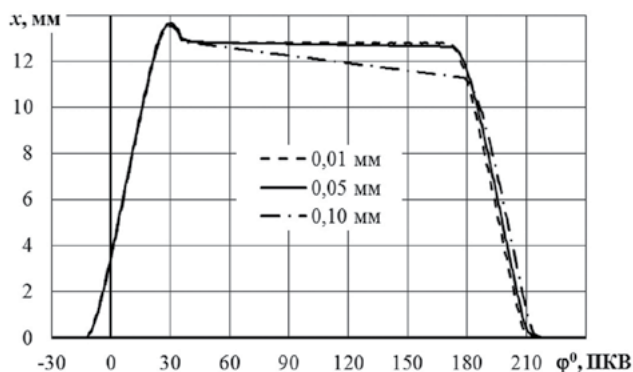


Рисунок 5. Влияние поршневого зазора на давление в гидроцилиндре и перемещение поршня гидроцилиндра впускного клапана

чению затрат мощности на привод насоса и усложнению конструкции элементов системы.

Показано, что увеличение давления в рампе способствует росту давления в гидроцилиндре и росту скорости поршня гидроцилиндра при открытии клапана двигателя. Например, увеличение давления с 7 до 9 МПа привело к росту максимальной скорости открытия впускного клапана с 2,8 до 3,3 м/с, а выпускного — с 2,25 до 3,5 м/с. В результате увеличивается фактор «время — сечение». Отметим уменьшение интенсивности роста фактора «время — сечение» при увеличении давления в рампе, что важно при определении потребной мощности насоса. Например, при изменении давления в рампе с 7 до 9 МПа потребная мощность привода масляного насоса растёт на 28 %, а фактор «время — сечение» — лишь на 3 %.

Для мягкой посадки клапана на седло предусмотрено применение гидротормоза. Рассмотрен гидротормоз, представляющий четыре технологичных круглых отверстия диаметром 3 мм, равнорасположенных по периметру гидроцилиндра. Эти отверстия перекрываются поршнем. Одно вышерасположенное отверстие диаметром 1 мм поршнем не перекрывается, обеспечивая при сливе масла снижение давления в надпоршневой полости до атмосферного.

При перекрытии отверстий гидротормоза интенсивный рост давления в надпоршневом пространстве способствует торможению поршня и, соответственно, уменьшению скорости посадки клапана на седло. Рассчитанное значение этой скорости составляет 0,17 м/с.

Диаметр гидроцилиндра является одним из основных размеров, определяющих габариты и характеристики электрогидравлического привода ГРМ. Как показано на рис. 4, его уменьшение позволяет увеличить скорость поршня гидроцилиндра при открытии и закрытии клапана двигателя. Это происходит за счёт повышения давления в надпоршневом пространстве при снижении расхода масла. В результате растёт фактор «время — сечение» клапана.

Высокое давление масла и малый диаметр гидроцилиндра ускоряют процесс опорожнения гидроцилиндра при закрытии клапана двигателя.

Отметим, что уменьшение диаметра гидроцилиндра сокращает объём надпоршневого пространства, а это приводит к снижению расхода масла на управление клапанами и потребной мощности насоса.

Поршневой зазор в гидроцилиндре влияет на утечки масла из гидроцилиндра и силу вязкого трения между поршнем и стенками. После прекращения подачи масла при удержании клапана в гидроцилиндре возникает затухающий колебательный процесс изменения давления. При зазоре, равном 10 мкм, колебания давления происходят с большой амплитудой. Увеличение зазора способствует сглаживанию колебаний давления в гидроцилиндре. При зазоре, равном 100 мкм, колебания давления практически исчезают. Поршень гидроцилиндра в период удержания клапана также испытывает колебания, однако их амплитуда даже при зазоре 10 мкм не превышает 0,1 мм. Таким образом, утечки масла через зазор выполняют демпфирующую функцию.

Течение масла через поршневой зазор в период удержания клапана двигателя приводит к движению поршня гидроцилиндра и, соответственно, клапана двигателя в сторону закрытия (рис. 5). Чем больше зазор, тем выше скорость поршня. В результате

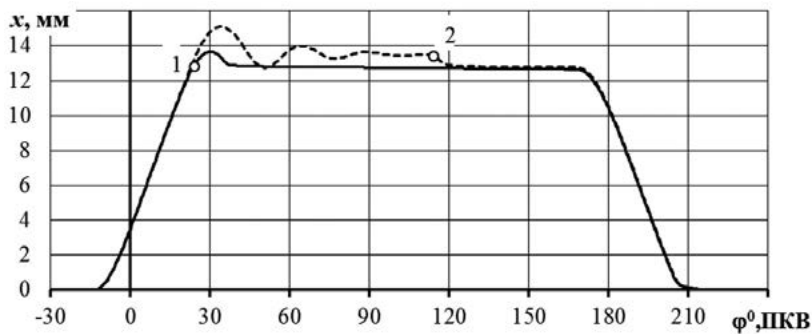


Рисунок 6. Движение поршня гидроцилиндра впускного клапана при расчетном и позднем выключении питающего ЭМК

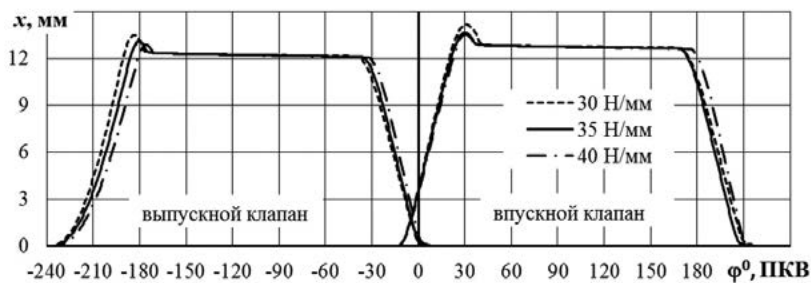


Рисунок 7. Влияние жесткости пружины на перемещение поршня гидроцилиндра выпускного и впускного клапанов

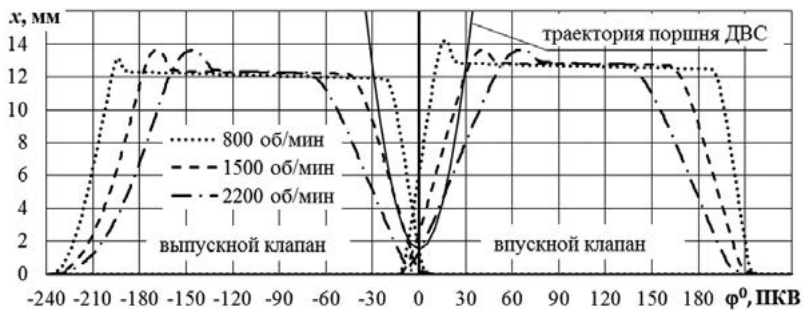


Рисунок 8. Перемещение поршней гидроцилиндров впускного и выпускного клапанов при различных скоростных режимах

фактор «время — сечение» снижается. Отметим, что при увеличении зазора для обеспечения базовых фаз газораспределения необходимо позже включить сливной ЭМК.

Ограничитель максимальной высоты подъема клапана нужен в случае, если по какой-либо причине питающий ЭМК будет выключен позднее расчетного момента времени. При этом поршень гидроцилиндра продолжает движение в сторону дальнейшего подъема клапана. Открываются отверстия в стенке гидроцилиндра, через которые масло сливается в головку цилиндра. Давление в гидроцилиндре падает, что предотвращает подъем клапана на излишне большую высоту и смыкание витков клапанной пружины. Сравнение движения поршня при своевременном выключении питающего ЭМК (точка 1) и позднем выключении (точка 2) приведено на рис. 6.

Увеличение силы упругости клапанной пружины способствует росту времени наполнения и снижению времени опорожнения гидроцилиндра.

Отметим, что сила упругости пружины зависит от жесткости пружины и её предварительного натяжения.

Как показали расчеты, увеличение жесткости пружины (рис. 7) или её предварительного натяжения (7÷13 мм) приводит к снижению скорости поршня при наполнении гидроцилиндра выпускного клапана. Уменьшение скорости поршня при наполнении гидроцилиндра впускного клапана незначительно. При закрытии клапанов двигателя увеличение силы упругости пружины приводит к росту скорости поршня в гидроцилиндре.

Расчеты показали, что жесткость оказывает значительное влияние на движение поршня гидроцилиндра на заключительном этапе открытия клапана двигателя, а предварительное натяжение — на этапах начала открытия и конца закрытия клапана двигателя.

Изменение скоростного режима работы двигателя существенно сказывается на характеристиках электрогидравлического привода ГРМ. По мере

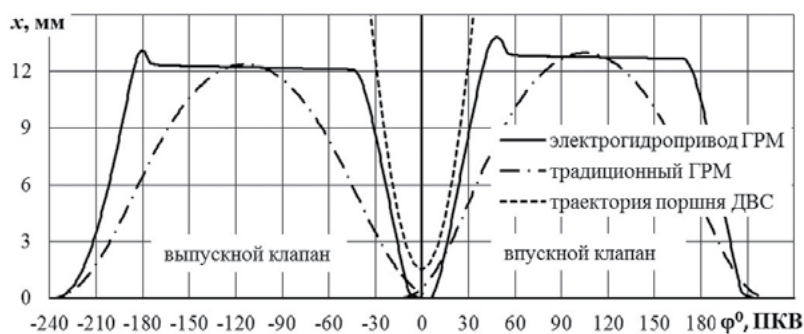


Рисунок 9. Зависимость перемещения клапанов двигателя от угла ПКВ

уменьшения частоты вращения коленчатого вала закон перемещения клапана приближается к прямоугольному (рис. 8). Растёт время пребывания клапана в полностью открытом состоянии. Как отмечено, на этом этапе утечки масла через поршневой зазор приводят к небольшому перемещению клапана в сторону закрытия.

Результаты расчёта свидетельствуют о линейной зависимости фактора «время — сечение» от частоты вращения коленчатого вала при условии обеспечения заданных фаз газораспределения и высоты подъёма клапана. То же самое относится к фазам срабатывания ЭМК. Наблюдается заметное увеличение потребной мощности насоса с ростом частоты вращения коленчатого вала при одновременном сокращении фактора «время — сечение».

На рис. 8 видно, что на большинстве скоростных режимов работы двигателя происходит встреча клапана и поршня двигателя. Поэтому фазы газораспределения, выбираемые с точки зрения оптимального протекания рабочих процессов двигателя, следует корректировать с учётом этого явления. Следовательно, фазы управления ЭМК гидроцилиндров должны зависеть от режима работы двигателя. Заметим, что это несколько сократит фактор «время — сечение», особенно при малой частоте вращения коленчатого вала.

Для предотвращения встречи клапана с поршнем в дальнейших расчётах накладывалось ограничение на минимальное расстояние между клапаном и поршнем двигателя (1,5 мм). Результаты одного из таких расчётов приведены на рис. 9. Там же показано сравнение электрогидравлического привода ГРМ с традиционным ГРМ, которое показывает преимущество первого по величине фактора «время — сечение».

В дополнение приведём важный результат расчётов. При нормальном тепловом состоянии двигателя температура масла оказывает слабое влияние на характеристики электрогидравлического привода ГРМ. При температуре масла менее 40 °С клапан двигателя не поднимается на заданную высоту,

что ограничивает мощность двигателя при его прогреве.

В итоге результаты представленной работы позволили сформировать требования к созданию конструкторской документации макетного образца электрогидравлического привода ГРМ.

Работа выполнена в рамках договора с Минобрнауки РФ от 12 февраля 2013 года № 02.G25.31.0004.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Автомобильный справочник / пер. с англ. ООО «СТАР СПб». — 3-е изд. — М.: ООО «Книжное издательство «За рулём», 2012. — 1 280 с.
2. Соснин Д. А., Яковлев В. Ф. Новейшие автомобильные электронные системы: учеб. пособ. — М.: СОЛН-Пресс, 2005. — 240 с.
3. Крайнюк А. И. Регулируемые системы газораспределения ДВС: монография. — Луганск: Изд-во СНУ им. В. Даля, 2006. — 232 с.
4. Николаев П. Без кулачков // ТУРБО: автожурнал. — 2006. — № 5 (91) [Электронный ресурс]. URL: [http://www.turbonsk.ru/index.pl?module=article\\_det;p1=443](http://www.turbonsk.ru/index.pl?module=article_det;p1=443) (дата обращения: 05.10.2015).
5. Устройство гидравлического привода клапана двигателя внутреннего сгорания: патент RU МПК F01L 9/02 (2006.01) / А. В. Максимов, А. Б. Березовский, Н. А. Гатауллин, А. А. Зими́на, А. П. Сосновский, Р. Ф. Сафин, И. Ф. Гумеров, А. С. Куликов, Р. Х. Хафизов; заявитель и патентообладатель — открытое акционерное общество «КамАЗ». — № 2014122830/06(037171); заявл. 03.06.2014; решение о выдаче патента от 01.06.2015.
6. Исполнительный механизм гидравлического привода клапана двигателя внутреннего сгорания (варианты): патент RU МПК F01L 9/00 (2006.01) / А. В. Максимов, А. Б. Березовский, Н. А. Гатауллин, А. А. Зими́на, А. П. Сосновский, Р. Ф. Сафин, И. Ф. Гумеров, А. С. Куликов, Р. Х. Хафизов; заявитель и патентообладатель — открытое акционерное общество «КамАЗ». — № 2014123242/06(037856); заявл. 06.06.2014; решение о выдаче патента от 16.06.2015.