

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА УЗЛОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ГБО ДЛЯ ДВС С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

© 2011 В. А. Шишков, Ю. И. Лесных

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Показано взаимовлияние характеристик двигателя и топливных элементов газобаллонного оборудования на алгоритм управления ДВС с искровым зажиганием, работающего на газовом топливе. На основании исследований, проведённых автором, разработан алгоритм управления газового ДВС на различных режимах его работы с учётом совместной работы всех элементов газобаллонного оборудования и двигателя.

Совместная работа узлов и характеристик, двигатель внутреннего сгорания, газобаллонное оборудование, впрыск газового топлива, искровое зажигание, электронная система управления.

Каждый элемент топливной системы газобаллонного оборудования (ГБО) имеет свои характеристики (например, расходные – зависимость расхода газа от перепада давления; напорные – зависимость давления на выходе из элемента или его входе от расхода газа; гидравлические – зависимость гидравлического сопротивления от расхода газа и т.д.). В динамических режимах (при ускорениях или замедлениях транспортного средства, а на стационарных режимах при циклической работе отдельных элементов, например, электромагнитных форсунок) изменение рабочей точки на характеристике одного элемента приводит к изменению рабочей точки на характеристике другого элемента ГБО. Для корректной работы двигателя и элементов ГБО в конкретной системе топливоподачи необходимо определить совместную работу её элементов. Этим вопросом занимаются разработчики и производители автомобилей на газовом топливе. Вопрос совместной работы и правильный подбор элементов ГБО к конкретному двигателю и автомобилю является важной задачей с точки зрения выполнения последним современных требований как по токсичности отработавших газов, так и по ездовым качествам.

В работе [1] приведён алгоритм расчёта топливных элементов газобаллонного оборудования без учёта их совместной работы. На переходных режимах работы двигателя для коррекции газовой подачи необходимо

учитывать положения рабочих точек на характеристиках всех элементов ГБО.

Совместная работа элементов ГБО

Распишем уравнения расходных, напорных или гидравлических характеристик для каждого элемента ГБО с граничными условиями газа на входе и выходе из топливной системы для стационарных режимов работы двигателя:

- граничное условие: на входе во впускной трубопровод ДВС это изменение в нём давления $p_{вп}$ при увеличении частоты n вращения коленчатого вала и расхода воздуха G_b через двигатель $p_{вп} = f(n; G_b; T_b)$, где T_b – температура воздуха на впуске;

- уравнение расхода газа G_r через форсунку [1] в зависимости от перепада давления Δp_f между внутренней полостью ramпы и впускным трубопроводом ДВС:

$G_r = f(\Delta p_f; T_r)$, где $\Delta p_f = p_{гр} - p_{вп}$; T_r – температура газа в ramпе форсунок; $p_{гр}$ – давление в газовой ramпе;

- гидравлическое сопротивление трубопровода от газового редуктора до ramпы форсунок $\Delta p_{pp} = f(l_{pp}; d_{pp}; W_{pp}) = p_p - p_{гр}$, где l_{pp} – длина трубопровода, d_{pp} – внутренний диаметр, W_{pp} – скорость газа в трубопроводе;

- уравнение изменения давления газа на выходе из редуктора в зависимости от входного давления, расхода газа и величины его подогрева $p_p = f(p_{вхр}; G_r; T_{pp})$, где $p_{вхр}$ – давление газа на входе в редуктор; T_{pp} – температура газа на выходе из редуктора;

- гидравлическое сопротивление магистрали от баллона до газового редуктора $\Delta p_{бр} = f(l_{бр}; d_{бр}; W_{бр}) = p_б - p_{вхр}$, где $l_{бр}$ – длина трубопровода, $d_{бр}$ – внутренний диаметр, $W_{бр}$ – скорость газа в трубопроводе;

- граничное условие на выходе из баллона в виде изменения давления газа при его дросселировании из баллона со снижением температуры газа в баллоне $p_б = f(G_г; T_б)$, где $T_б$ – температура газа в баллоне.

Гидравлические сопротивления магистрального клапана, газового фильтра, клапана баллона учитываем в гидравлическом сопротивлении магистрали от баллона до газового редуктора.

Для динамических переходных режимов работы во всех перечисленных функциях появляется независимая переменная – время протекания процесса. Соответственно для определения взаимовлияния на переходных режимах все зависимости необходимо записать в дифференциальной форме и совместно решать систему уравнений численным методом. Численные методы решения применимы для стационарных мощных ЭВМ. Для контроллеров электронного управления ДВС (ЭСУД) задача определения совместной работы элементов газовой топливной подачи лучше решать в статике с последующей корректировкой параметров на

переходных режимах с помощью экспериментально определённых функций влияния.

Алгоритм управления при совместной работе узлов и характеристик ГБО и двигателя

Давление воздуха на впуске можно определять с помощью датчика давления во впускном трубопроводе ДВС или косвенным путём в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и расхода воздуха:

$p_{вп} = f(n; G_в; T_в)$, что можно представить в виде матрицы:

$$p_{ен} = \begin{pmatrix} p_{11} & p_{12} & \dots & p_{1m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ p_{n1} & \dots & \dots & p_{ij} \end{pmatrix} \cdot (p_a/p_n) \cdot (T_n/T_a)$$

где p_{ij} – давление во впускном трубопроводе при частоте вращения коленчатого вала n ; и расходе воздуха G_j ;

T_n и T_a – температура стандартной атмосферы, при которой определены значения p_{ij} матрицы и реальная измеренная температура атмосферного воздуха соответственно;

p_n и p_a – давление стандартной атмосферы, при которой определены значения p_{ij} матрицы и реальное измеренное давление атмосферного воздуха.

Например, для бензиновых двигателей 1,4...1,7 литра таблица 1 или матрица давлений p_{ij} во впускном трубопроводе будет выглядеть следующим образом (p_{ij} – кПа; n – 1/мин; $G_{вп}$ – г/цикл).

Таблица 1. Матрица давления воздуха во впускном трубопроводе ДВС на стационарных режимах работы в зависимости от циклового наполнения и частоты вращения коленчатого вала при стандартных атмосферных условиях

$n \setminus G_{вп}$	0,03	0,058	0,086	0,114	0,142	0,17	0,198	0,226	0,254	0,282	0,31	0,338	0,366	0,394	0,422	0,45
7500	13,684	20,526	20,526	27,368	41,053	47,895	47,895	54,737	61,579	68,421	75,263	82,105	82,105	88,947	88,947	95,789
6360	13,684	20,526	20,526	27,368	41,053	47,895	47,895	54,737	61,579	68,421	75,263	82,105	88,947	88,947	88,947	95,789
5370	13,684	20,526	27,368	34,211	41,053	47,895	47,895	54,737	61,579	68,421	82,105	88,947	88,947	88,947	95,789	95,789
4530	13,684	20,526	27,368	34,211	41,053	47,895	47,895	54,737	61,579	68,421	82,105	88,947	88,947	95,789	95,789	95,789
3840	13,684	27,368	27,368	34,211	41,053	47,895	54,737	61,579	68,421	75,263	82,105	88,947	95,789	95,789	95,789	95,789
3210	13,684	27,368	27,368	34,211	41,053	47,895	54,737	61,579	68,421	75,263	82,105	88,947	95,789	95,789	95,789	95,789
2730	20,526	27,368	34,211	34,211	41,053	47,895	54,737	61,579	68,421	75,263	82,105	88,947	95,789	95,789	95,789	95,789
2310	20,526	27,368	34,211	34,211	47,895	54,737	61,579	68,421	68,421	75,263	88,947	88,947	95,789	95,789	95,789	95,789
1950	20,526	27,368	34,211	34,211	47,895	54,737	61,579	68,421	68,421	75,263	88,947	95,789	95,789	95,789	95,789	102,63
1650	20,526	27,368	34,211	34,211	47,895	54,737	61,579	68,421	75,263	82,105	88,947	95,789	95,789	95,789	95,789	102,63
1380	20,526	27,368	34,211	34,211	47,895	54,737	68,421	75,263	75,263	82,105	88,947	95,789	95,789	95,789	95,789	102,63
1170	27,368	34,211	34,211	41,053	47,895	54,737	68,421	82,105	82,105	88,947	95,789	95,789	95,789	95,789	102,63	102,63
990	27,368	34,211	41,053	41,053	54,737	61,579	68,421	82,105	88,947	95,789	95,789	95,789	95,789	102,63	102,63	102,63
840	34,211	34,211	41,053	41,053	54,737	61,579	75,263	82,105	88,947	95,789	95,789	95,789	102,63	102,63	102,63	102,63
720	34,211	34,211	41,053	41,053	54,737	61,579	75,263	82,105	88,947	95,789	95,789	102,63	102,63	102,63	102,63	102,63
600	34,211	41,053	41,053	41,053	54,737	61,579	75,263	82,105	88,947	95,789	102,63	102,63	102,63	102,63	102,63	102,63

Для переходных режимов из-за инерционности элементов системы управления и элементов самого двигателя наблюдается гистерезис изменения давления во впускном трубопроводе по частоте вращения коленчатого вала, образец которого показан на рис. 1. Процесс 1-2 из точки 1 в точку 2 представляет собой увеличение, а процесс 2-1 из точки 2 в точку 1 - снижение режимов рабо-

ты двигателя. Изгиб характеристик процессов 1-2 и 2-1 зависит от нескольких параметров: инерционность вышеназванных элементов, скорости изменения положения дроссельной заслонки, скорости нажатия на педаль акселератора и передаточной функции в алгоритме управления прохождением сигнала от датчика положения педали до электропривода управления дроссельной заслонкой.

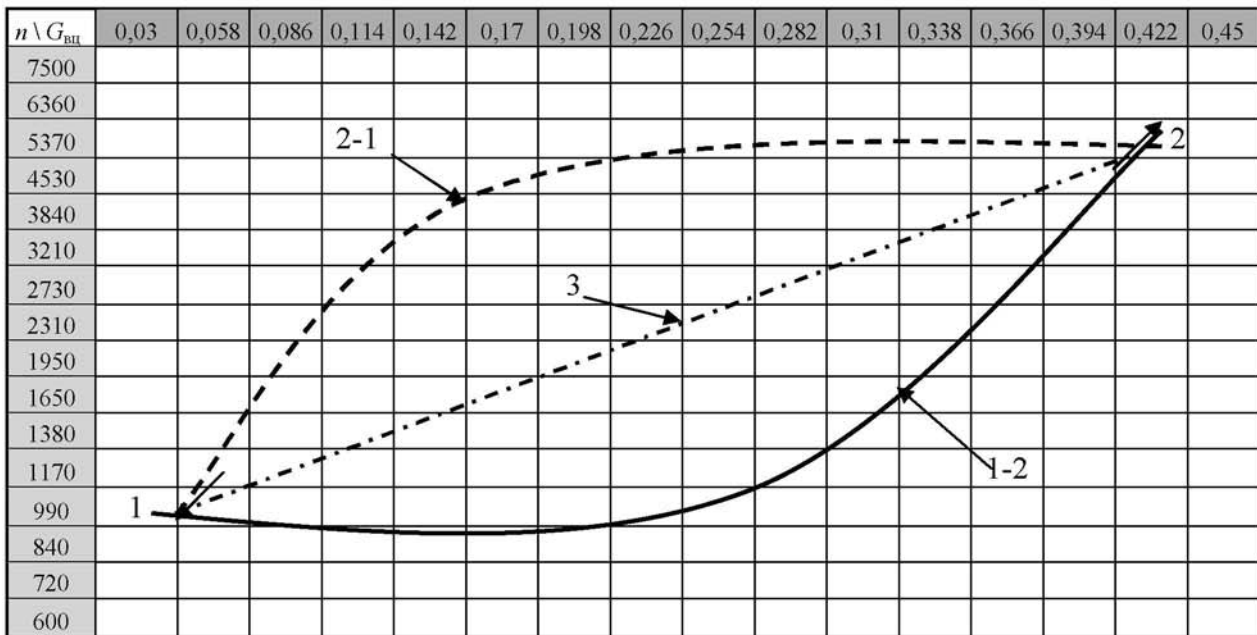


Рис. 1. Процесс изменения давления во впускном трубопроводе двигателя на переходных режимах работы, например, от холостого хода до максимальной мощности

Чем медленнее происходит процесс перехода, тем ближе располагаются линии 1-2 и 2-1 к линии 3. Градиент изменения расхода воздуха dG/dt как при увеличении, так и при снижении режима работы двигателя больше градиента изменения частоты вращения коленчатого вала dn/dt . На переходных режимах работы градиент изменения давления воздуха во впускном трубопроводе в большей степени зависит от градиента изменения расхода воздуха и в меньшей степени от градиента изменения частоты вращения коленчатого вала.

При косвенном определении давления воздуха во впускном трубопроводе для его коррекции в зависимости от реальных внешних условий в системе управления двигателем необходимо установить датчики давления и температуры атмосферного воздуха. Косвенные методы определения давления воздуха во впускном трубопроводе двигате-

ля, особенно на переходных режимах работы из-за неопределённости протекания процессов 1-2 и 2-1 (рис.1), имеют большую погрешность, чем непосредственное измерение давления.

По отношению давлений газа в рампе перед газовыми форсунками и давлению во впускном трубопроводе двигателя определяется, какое истечение газового топлива будет из сопла форсунки - докритическое или сверхкритическое. Если $\pi = p_t / p_{\text{вп}} < \pi_{\text{кр}}$, то истечение докритическое, а если больше, то сверхкритическое (для чистого газообразного метана для температур газа от 243,15 до 363,15K $\pi_{\text{кр}} = 2,79 \dots 2,81$ соответственно, для сжатого природного газа значение $\pi_{\text{кр}}$ будет зависеть от химического состава газового топлива). Соответственно алгоритму управления топливоподачей в контроллере двигателя выбирается математическое соотношение [1], по которому будет

вычисляться цикловой расход газового топлива.

Расхода газа G_T через форсунку [1] при постоянном диаметре жиклёра представлен на рис. 2 для режимов ДВС, где дрос-

сельная заслонка открыта полностью, т.е. давление во впускном трубопроводе близко к атмосферному, в расчёте принято 100 кПа (режим максимальной мощностной нагрузки).

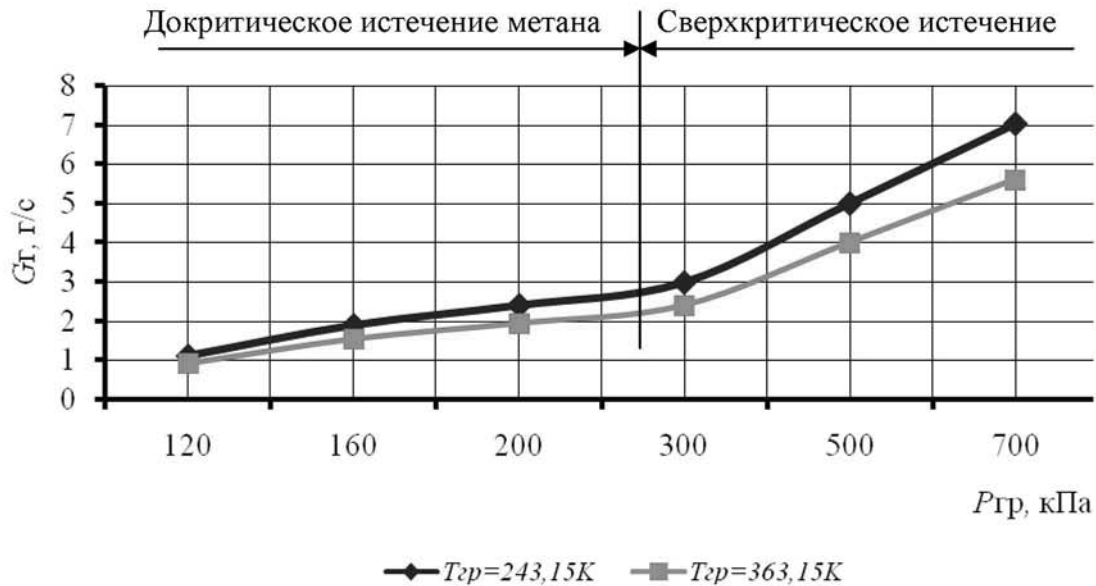


Рис. 2. Зависимость расхода метана через сопло газовой форсунки диаметром 2 мм от давления и температуры газа на её входе для режима при полностью открытой дроссельной заслонке ДВС (давление во впускном трубопроводе двигателя примерно равно атмосферному)

Влияние давления в газовой рампе на точность дозирования газа форсунками значительно меньше при докритических перепадах. Это видно из рис. 1 по меньшему наклону расходной характеристики, чем при сверхкритическом перепаде давления газа на форсунках. Рабочая точка в динамическом процессе работы электромагнитной форсунки перемещается по этим характеристикам в пределах провала давления в рампе в начальный период открытого состояния клапана форсунки и возвращается в исходную точку при восстановлении давления по реакции газового редуктора. Соответственно, чем меньше наклон расходной характеристики, тем меньше влияние на него давления в рампе форсунок.

На рис. 3 представлена характеристика расхода метана через сопло газовой форсунки при постоянном диаметре жиклёра для режимов ДВС, где дроссельная заслонка полностью закрыта, т.е. во впускном трубопроводе максимальное разрежение, в расчёте принято -60 кПа (режим холостого хода). Основное отличие характеристик на рис. 2 и 3 заключается в том, что при полностью за-

крытой дроссельной заслонке двигателя на клапане газовой форсунки при любом давлении на входе, указанном на рисунке, всегда реализуется сверхкритическое истечение метана. Это заметно на рис. 2 по обратной выпуклости линий расхода при давлениях газа в рампе до 280 кПа.

Выбор давления газа в рампе форсунок обусловлен количеством топлива в цикловой подаче и точностью поддержания требуемого расхода газа через сопло форсунки. При сверхкритических истечениях, во-первых, проще обеспечить требуемую цикловую подачу при малом значении ширины импульса впрыска газа, во-вторых, за счёт того что возмущения давления воздуха во впускном трубопроводе через скачок уплотнения не оказывают влияния на давление в газовой рампе, можно обеспечить более высокую точность задания циклового расхода газа.

Как видно из рис. 2 и 3, расход газового топлива через сопло форсунки в значительной степени зависит как от давления, так и от температуры газа в рампе. Поэтому в рампе газовых форсунок обязательно должны быть установлены датчики давления и

температуры газового топлива. По величине сигналов этих датчиков в алгоритме управления ведётся коррекция газовой подачи.

Это позволяет точно дозировать газовое топливо в соответствии с цикловым наполнением цилиндров воздухом.

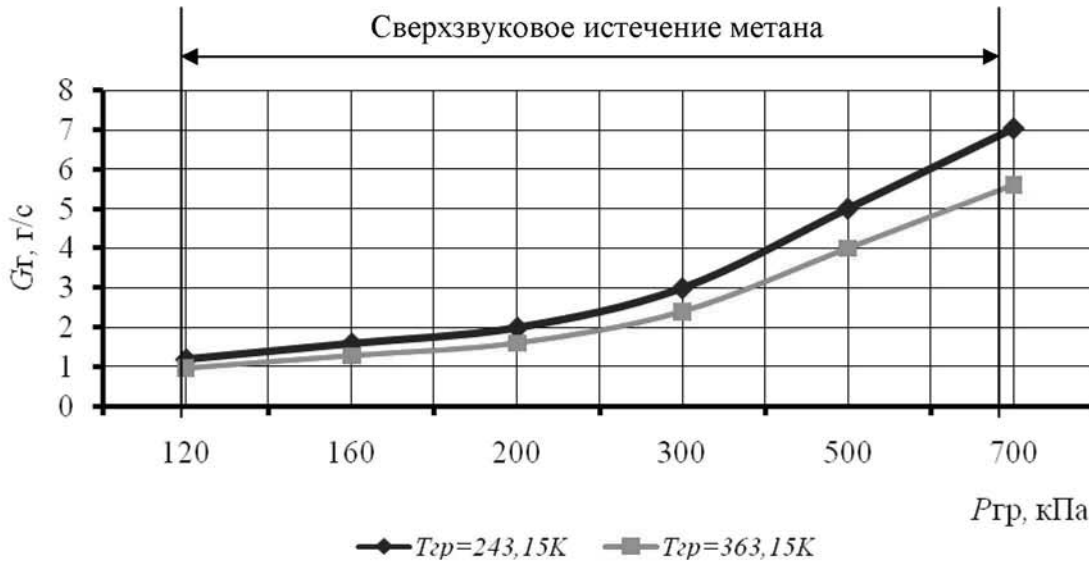


Рис. 3. Зависимость расхода метана через сопло газовой форсунки диаметром 2 мм от давления и температуры газа на её входе для режима при полностью закрытой дроссельной заслонке ДВС (разрежение во впускном трубопроводе двигателя –60 кПа)

На расход газа через форсунки влияет гидравлическое сопротивление между редуктором и рампой. Чем больше это сопротивление, тем больше будет провал давления газа на входе в форсунку в момент срабатывания её клапана, т.к. реакция редуктора на изменение выходного давления будет с опозданием на время прохождения волны вынужденного возмущения в прямом и обратном направлении (от рампы к выходу из редуктора и обратно). Провал давления ухуд-

шит точность циклового дозирования газового топлива. Для повышения точности дозирования расчёт времени впрыска газового топлива форсункой необходимо с учётом изменения среднего интегрального давления в период открытого состояния клапана форсунки. На рис. 4 представлен пример осциллограммы изменения давления газа в рампе перед форсункой в период открытого состояния её клапана.

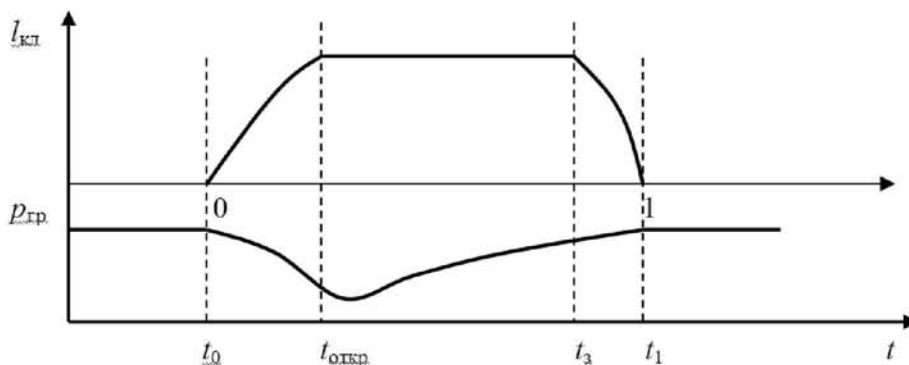


Рис. 4. Подъём клапана форсунки и изменение давления на её входе:
 $l_{кл}$ – высота подъёма клапана газовой форсунки,
 t_0 – время начала подъёма клапана газовой форсунки,
 $t_{откр}$ – время посадки клапана газовой форсунки на упор открытого состояния,
 $t_з$ – время начала движения клапана форсунки в положение закрыто,
 t_1 – время посадки клапана в седло в закрытом состоянии

Среднее интегральное давление необходимо определить по записи осциллограммы давления (кривая 0-1 на рис. 4) в рампе в стендовых условиях при различных временах впрыска газовой форсунки и при сохранении геометрических характеристик топливных газовых трубопроводов в соответствии с комплектацией автомобиля. Кроме этого в алгоритме вычисления времени импульса впрыска должен присутствовать коэффициент коррекции по среднему интегральному давлению, который определяется при проведении калибровочных работ на конкретной модели автомобиля.

Гидравлическое сопротивление трубопроводов от редуктора до рампы форсунок

Потери полного давления в трубопроводе от выхода из редуктора до входа в газовую рампу по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_{pp} = p_{\text{выхр}} - p_{\text{гр}} = \lambda (l_{pp} / d_{pp}) \rho_{\text{г}} W_{pp}^2 / 2,$$

где λ – коэффициент гидравлического трения по формуле Альтшуля при $Re < 500 d_{pp} / \Delta$ равен:

$$\lambda = 0,11 (68/Re + \Delta / d_{pp})^{0,25};$$

Δ – шероховатость поверхности газового трубопровода, мм;

l_{pp} – длина газового трубопровода от выхода из редуктора до входа в газовую рампу, мм;

d_{pp} – эквивалентный диаметр газового трубопровода, мм;

$p_{\text{выхр}}$ – давление газа на выходе из редуктора, кПа;

$p_{\text{гр}}$ – давление газа на входе в газовую рампу, кПа;

$Re = W_{pp} d_{pp} / \nu$ – среднее число Рейнольдса в газовом трубопроводе от выхода из редуктора до входа в газовую рампу;

$\rho_{\text{г}}$ – плотность газа в трубопроводе от выхода из редуктора до входа в газовую рампу, кг/м³;

ν – кинематическая вязкость газа, м²/с;
 $W_{pp} = G_{\text{г}} / (\rho_{\text{г}} \cdot F_{pp})$ – средняя скорость течения газа в трубопроводе от редуктора до газовой рампы;

F_{pp} – площадь сечения трубопровода от редуктора до газовой рампы.

Подставим соответствующие соотношения и выразим потери полного давления в зависимости от расхода газа:

$$\Delta p_{pp} = p_{\text{выхр}} - p_{\text{гр}} = 0,88 (17 \nu \rho_{\text{г}} \pi d_{pp} / G_{\text{г}} + \Delta / d_{pp})^{0,25} (l_{pp} G_{\text{г}}^2 / (g \pi^2 d_{pp}^5 \rho_{\text{г}})) \text{ или}$$

$$\Delta p_{pp} = p_{\text{выхр}} - p_{\text{гр}} = 0,88 (17 \eta \pi d_{pp} / G_{\text{г}} + \Delta / d_{pp})^{0,25} (l_{pp} G_{\text{г}}^2 / (g \pi^2 d_{pp}^5 \rho_{\text{г}})),$$

где $\eta = \nu \rho_{\text{г}}$ – средняя динамическая вязкость газа между редуктором и рампой форсунок.

Для анализа зададимся размерами трубопровода от редуктора до газовой рампы: внутренний диаметр 8 мм, длина 0,5 м, шероховатость внутренней поверхности трубопровода 0,024 мм. Вычислим потери давления газа на трение в этом трубопроводе для диапазона расходов и давлений газа перед форсунками указанных на рис. 2 и 3. Потери давления на местных гидравлических сопротивлениях (повороты, сужения, расширения и т.д. внутреннего канала трубопровода) будут добавлять своё значение аналогично потерям на трение. Поэтому для упрощения анализа не задаёмся местными сопротивлениями и не производим вычисления на них потерь давления.

На рис. 5 и 6 показаны зависимости потерь давления в трубопроводе от редуктора до газовой рампы от расхода газа и его температуры.

Чем выше температура газа за редуктором, тем выше гидравлическое сопротивление трубопровода от редуктора до газовой рампы форсунок (рис. 5 и 6). Это связано с преобладанием снижения плотности газа над снижением его динамической вязкости.

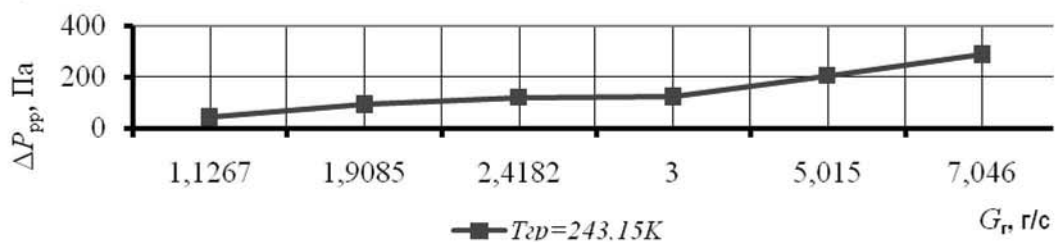


Рис. 5. Зависимость потерь давления газа в трубопроводе от редуктора до газовой рампы от расхода газа при отсутствии его подогрева в редукторе при минимальной температуре окружающего воздуха

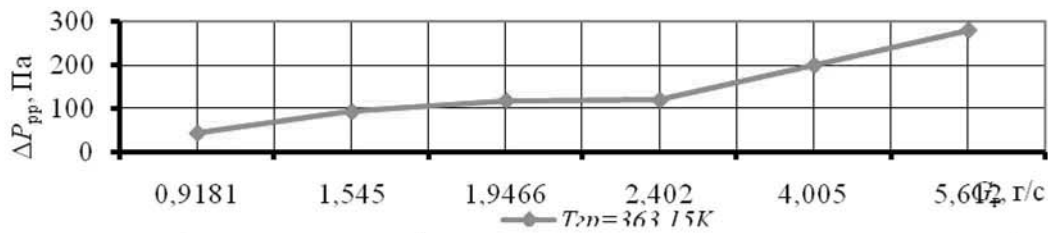


Рис. 6. Зависимость потерь давления газа в трубопроводе от редуктора до газовой рампы от расхода газа при его подогреве в редукторе при положительных температурах окружающего воздуха

От потерь давления между редуктором и рампой форсунок зависит настройка редуктора на рабочее давление на его выходе, а также давление в рампе форсунок при изменении режима работы двигателя.

На переходном динамическом режиме, который возникает при открытии клапана газовой форсунки при увеличении расхода газового топлива, давление в рампе форсунок будет снижаться с учётом потерь по зависимостям, например, для температур 243,15 К и 363,15 К соответственно как на рис. 5 и 6. Поведение рабочей точки на данных характеристиках будет следующее. После открытия клапана форсунки расход газа будет увеличиваться от 0 до максимального значения для данного перепада давления на клапане форсунки с учётом провала давления в рампе по рис. 4, т.е. рабочая точка на характеристиках рис. 5 и 6 будет смещаться слева направо. Соответственно при закрытии клапана форсунки процесс будет направлен в обратном направлении.

Изменение давления в рампе форсунок в динамических процессах необходимо определять с учётом изменения потерь давления $dp_{pp}/dt = f(dG_r/dt; \Delta p_{\phi}/dt)$ между редуктором и газовой рампой форсунок, в алгоритме управления газовой подачи для повышения точности дозирования и выполнения двигателем высоких требований по токсичности отработавших газов. Наибольшее

влияние на точность дозирования газа форсунками будет на переходных режимах работы, где снижаются точность измерения параметров и синхронизация их показаний по времени для выполнения расчётов в контроллере двигателя. Для динамических переходных режимов в алгоритме необходимо вводить поправочные коэффициенты, которые, в свою очередь, зависят от скорости и ускорения изменения влияющих на расход газа параметров. Эти поправочные коэффициенты обычно определяются опытным путём в процессе проведения калибровочных работ конкретного автомобиля с ГБО.

Изменения давления газа на выходе из редуктора в зависимости от входного давления, расхода газа и величины его подогрева $p_p = f(p_{exp}; G_s; \Delta T_{pp})$

Идеальной характеристикой редуктора считается такая, при которой давление на его выходе не зависит ни от давления на его входе, ни от расхода через него, ни от температуры газа. Для механических редукторов получить идеальную характеристику в широком диапазоне рабочих параметров не представляется возможным. Зависимость выходного давления от входного в узком диапазоне рабочих давлений можно сделать в 3 вариантах: при снижении давления на входе давление на выходе может или снижаться, или оставаться условно постоянным, или увеличиваться (рис. 7).

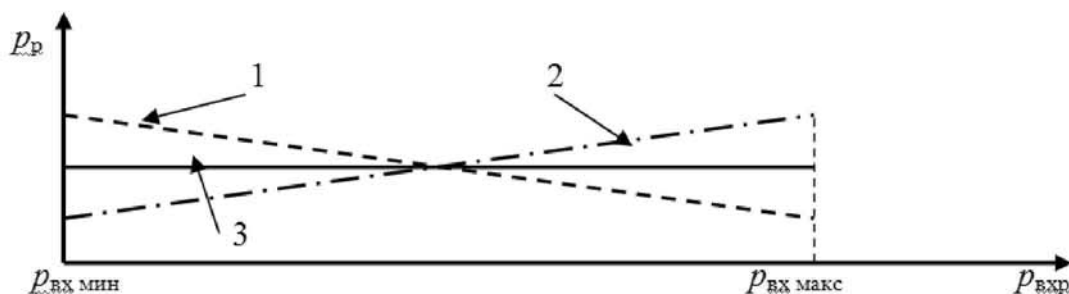


Рис. 7. Варианты характеристики выходного давления в зависимости от входного

Наклон этой характеристики (линии 1 и 2 на рис. 7) подбирается настройкой механического узла обратной связи редуктора. Для редуктора с электрическим управлением возможен любой выбор программы с заданием требуемой характеристики (линия 3 на рис. 7) параметров на его выходе от входного давления, температуры и расхода газа. Но при этом для управления редуктором требуется наличие датчиков давления и температуры газа на выходе из него.

На рис. 8 представлен пример типовой характеристики выходного давления p_p из редуктора в зависимости от расхода G_T газа через него и давления $p_{вх}$ на его входе.

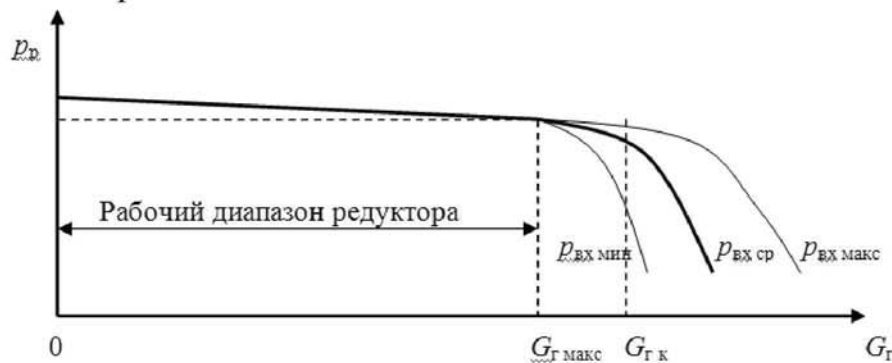


Рис. 8. Зависимость давления газа на выходе от его расхода и входного давления для механического редуктора

Гидравлическое сопротивление магистральной от баллона до газового редуктора $\Delta p_{бр} = f(l_{бр}; d_{бр}; W_{бр}) = p_б - p_{вхр}$, где $l_{бр}$ – длина трубопровода, $d_{бр}$ – внутренний диаметр, $W_{бр}$ – скорость газа в трубопроводе. Если допустить, что основное сопротивление данного трубопровода в основном состоит из сопротивления трения, то уравнение сопротивлений будет выглядеть следующим образом:

$$\Delta p_{бр} = p_б - p_{вхр} = 0,88 \left(17 \nu_{гб} \rho_{гб} \pi d_{бр} / G_T + \Delta / d_{бр} \right)^{0,25} \left(l_{бр} G_T^2 / (g \pi^2 d_{бр}^5 \rho_{гб}) \right),$$

где $\nu_{гб}$, $\rho_{гб}$ – кинематическая вязкость и плотность газа соответственно в трубопроводе между баллоном и редуктором ($\eta_{гб} = \nu_{гб} \rho_{гб}$ – средняя динамическая вязкость газа), тогда

$$\Delta p_{бр} = p_б - p_{вхр} = 0,88 \left(17 \eta_{гб} \pi d_{бр} / G_T + \Delta / d_{бр} \right)^{0,25} \left(l_{бр} G_T^2 / (g \pi^2 d_{бр}^5 \rho_{гб}) \right).$$

На рис. 9 и 10 приведены потери давления газа в трубопроводе от баллона до га-

Как видно из рис. 8, на рабочем участке расходов через редуктор в алгоритме управления должна присутствовать поправка dp/dG_T на изменение давления на выходе в зависимости от расхода газа, т.к. практически любой механический редуктор имеет наклон характеристики давления от расхода. В диапазоне расходов от $G_{T макс}$ до $G_{T к}$ в алгоритме расчёта выходного давления необходимо вводить дополнительный коэффициент коррекции. На участках выше $G_{T к}$ коррекция возможна только при высоких значениях входного давления газового топлива.

зового редуктора при минимальной температуре 243,15 К и максимальной температуре газа 318,15 К при изменении давления газа от 25 МПа до 0,5 МПа. Как видно из рис. 9 и 10 и формулы потерь давления, в трубопроводе от баллона до редуктора они увеличиваются при снижении давления газа вследствие резкого снижения плотности газа. При снижении температуры газа потери давления возрастают из-за большего роста динамической вязкости, чем роста его плотности.

Уровень потерь давления при низких давлениях газа и больших расходах становится значительным 50...200 кПа, что соизмеримо с самим уровнем давления газа в рампе перед газовыми форсунками при докритических перепадах давления на форсунках. В этом случае ухудшаются динамические характеристики топливной газовой системы.

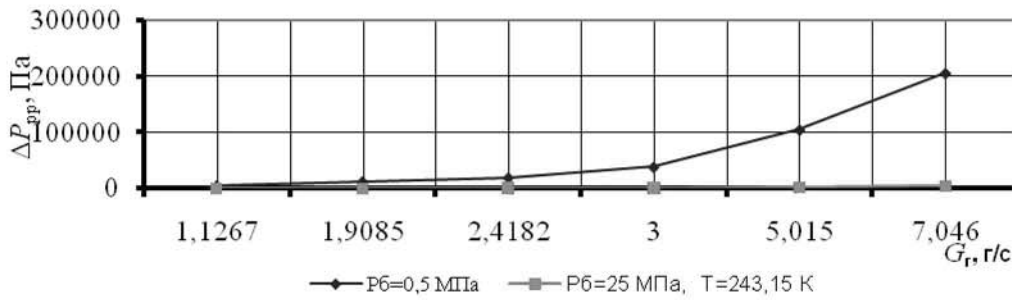


Рис. 9. Зависимость потерь давления газа в трубопроводе от баллона до газового редуктора при минимальной температуре газа и при изменении давления в баллоне от 25 МПа до 0,5 МПа

Для заполнения рампы при срабатывании форсунки потребуется большее время. Из-за этого на высоких режимах работы провал давления в рампе перед срабатыванием очередной форсунки может возрасти по

сравнению с вышеприведенным при определении среднего интегрального значения давления в рампе в процессе импульса впрыска газового топлива.

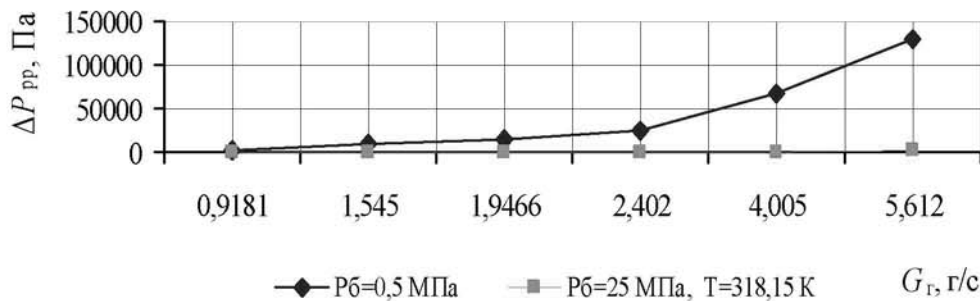


Рис. 10. Зависимость потерь давления газа в трубопроводе от баллона до газового редуктора при максимальной температуре газа и при изменении давления в баллоне от 25 МПа до 0,5 МПа

Граничное условие на выходе из баллона в виде изменения давления газа при его дросселировании из баллона со снижением температуры газа в баллоне $p_6 = f(G_g; T_6)$. По измеренным значениям давления и температуры газа в баллоне с помощью уравнений состояния идеального газа Менделеева-Клайперона определяем его количество в весовых единицах на конкретные моменты времени, например для t_1 вес газа G_{t1} и $t_2 - G_{t2}$:

$$G_{t1} = M p_{t1} V g / (R T_{t1}),$$

$$G_{t2} = M p_{t2} V g / (R T_{t2}),$$

где M - молекулярный вес газа;

p_{t1} и p_{t2} , а также T_{t1} и T_{t2} - соответственно давление и температура газа в баллоне в моменты времени t_1 и t_2 ;

V - внутренний объем баллона;

g - ускорение свободного падения;

R - газовая постоянная.

Кроме этого, электронный блок управления двигателем выполняет расчёт суммарного количества газа, впрыснутого в цилин-

дры через электромагнитные форсунки за период времени $\Delta t = t_2 - t_1$:

$$G_{\Gamma} = \sum_{i=1}^n G_i,$$

где $G_i = f(\tau_i)$ - масса газа, впрыснутого форсункой в i цикле работы;

τ_i - ширина импульса впрыска форсунки в i цикле;

n - суммарное число срабатываний всех форсунок за период времени Δt .

При отсутствии утечек газа из системы газовой подачи должно выполняться условие:

$$|(G_{t2} - G_{t1}) - G_{\Gamma}| \leq \Delta G_{\Gamma},$$

где ΔG_{Γ} - выбирается из следующих условий: точности вычисления массы газа по уравнению Менделеева-Клайперона и точности вычисления расхода через газовые форсунки в их рабочем диапазоне. Чем точнее эти расчётные величины, тем меньше значение ΔG_{Γ} . Если вышеприведённая разность больше этого значения и имеет отрицатель-

ный знак, то в системе газовой подачи от баллона до форсунок присутствует утечка газа. Если эта разность больше и имеет положительный знак, то присутствует утечка газа из баллона.

Заключение

1. Разработан алгоритм управления ДВС с искровым зажиганием с ЭСУД с учётом совместной работы характеристик двигателя и элементов газобаллонного оборудования.

2. Даны рекомендации по разработке системы газовой подачи для ДВС с ЭСУД.

Библиографический список

1. Шишков, В.А. Расчёт элементов системы топливоподачи поршневого двигателя внутреннего сгорания [Текст]: методические указания к курсовой работе / В.А. Шишков – Самара: СГАУ, 2007. - 36 с.

JOINT WORK OF UNITS AND CHARACTERISTICS OF ELEMENTS GAS THE EQUIPMENT FOR THE ENGINE OF INTERNAL COMBUSTION WITH SPARK IGNITION

© 2011 V. A. Shishkov, U. I. Lesnih

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The mutual influence of the characteristics of the engine and fuel elements gas of the equipment on algorithm of management the engine of internal combustion with spark ignition working on gas fuel is shown. On the basis of researches carried out the author, develops algorithm of management gas the engine of internal combustion on various modes of his work in view of joint work of all elements gas of the equipment and engine.

Joint work of units and characteristics, the engine of internal combustion, gas the equipment, direct injection of gas fuel, spark ignition, electronic control system.

Информация об авторах

Шишков Владимир Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры машиностроения, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Начальник технического отдела ООО «Рекар». Тел.: (8482) 35-29-07. E-mail: Vladimir-Shishkov@yandex.ru. Область научных интересов: системы управления ДВС на альтернативных видах топлива.

Лесных Юрий Иванович, доктор физико-математических наук, профессор, директор Тольяттинского филиала Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: +79277816514. E-mail: lyis@yandex.ru. Область научных интересов: физика неупорядоченных сред, магнетизм.

Shishkov Vladimir Aleksandrovich, Candidate of Technical science, the senior lecturer, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University), of department of Limited Liability Company «Recar». Phone: (8482) 35-29-07. E-mail: Vladimir-Shishkov@yandex.ru. Area of research: control systems the engine of internal combustion on alternative kinds of fuel.

Lesnyh Yuri Ivanovich, Doctor of Physical and Mathematical sciences, professor, director of the Tolyatti branch of the Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: +7-9277-816514. E-mail: lyis@yandex.ru. Area of research: physics of the disorder environments, magnetism.