



УДК 621.436.004.5 (035)

© Г. Б. Горелик, 2009

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Горелик Г. Б. – д-р техн. наук, проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», тел.: (4212) 37-52-17, e-mail: Ggorelik@mail.ru (ТОГУ)

В статье рассматриваются вопросы, связанные с применением газожидкостных двигателей. Отмечаются положительные стороны их расширенного использования. Необходимо решение вопроса по обеспечению качества процессов топливоподачи на режимах малых подач и частот вращения с целью снижения величины запальной дозы жидкого топлива. Предлагаются конкретные подходы и мероприятия.

The paper deals with the use of gas diesel engines. Positive aspects in wide use of them are noted. It is necessary to solve how the quality of fuel delivery for small feeds and rotation frequencies will be ensured in order to reduce the igniting dose of a liquid fuel. Specific approaches are proposed.

Ключевые слова: газодизель, запальная доза топлива, стабильность процессов топливоподачи, минимальная частота вращения, минимальная устойчивая подача топлива.

Введение

Использование природного газа и создание мощной инфраструктуры трубопроводных магистральных сетей в стране ставит на повестку дня вопрос о необходимости применения в различных сферах деятельности преобразователей энергии на базе поршневых газовых двигателей и, в частности, газодизелей, имеющих высокие экономические и экологические характеристики. Область использования их в действительности достаточно широка: это дизели для нефтебуровых установок, главные и вспомогательные двигатели судов-газовозов и танкерного флота, привод газо- и нефтеперекачивающих станций, дизель-генераторы для электростанций населенных пунктов, расположенных вблизи газопроводных магистралей или в труднодоступных местах, но использующих местные твердые топлива или отходы (опилки, древесину, низкокачественный уголь и т. п.) с переработкой их в генераторный газ.

1. Состояние вопроса

Известные поршневые газовые двигатели следует разбить на три большие группы: 1 – двигатели с принудительным воспламенением газовоздушного заряда электрической искрой, в том числе с подачей запальной части обогащенной смеси в форкамеру с электрической свечой; 2 – компрессорные газовые двигатели с самовоспламенением обедненного газовоздушного заряда путем подачи струи запального чистого газа под давлением, созданном компрессором и значительно превышающим давление сжатия в цилиндре (эта группа не находит применения из-за неэффективности процесса); 3 – газодизели, использующие дизельный цикл для обеспечения поджига газовоздушной смеси. Таким образом, это двухтопливные двигатели, максимально использующие положительные стороны газового и дизельного циклов. Именно эта группа имеет наибольшую перспективу развития и применения.

В настоящее время минимальная устойчивая подача топлива, необходимая для самовоспламенения, составляет 15–18 % от номинальной подачи. Изменение мощности осуществляется системой автоматического регулирования путем воздействия на заслонку, управляющую количеством подаваемого газа в двигатель. При этом минимальное значение коэффициента избытка воздуха составляет величину порядка 1,2–1,4 (большее значение для тихоходных двигателей).

Безусловно, газожидкостный двигатель уступает дизельному. Так, имеет место некоторое снижение коэффициента наполнения из-за большей температуры и меньшего давления в начале сжатия газовоздушной смеси и из-за гидравлических потерь при количественном регулировании мощности, далее, теплотворная способность горючих газов меньше, чем у жидкого топлива (примерно в 10 раз для генераторного газа и в 1,1 раза – для первоклассного природного и нефтяного газов с их высоким октановым числом, определяющим мягкую работу). Компенсировать потерю мощности возможно применением газотурбонаддува при достижении эффективного КПД до 40–45 %.

Положительные стороны при этом налицо: 1 – это экономическая целесообразность в связи со значительно меньшей стоимостью газа; 2 – практическое отсутствие зольности и улучшение условий смазки повышает срок службы масла при использовании более дешевых масел с минимумом присадок; 3 – в связи с уменьшением износа моторесурс может быть повышен в 1,3–1,5 раза; 4 – увеличенная скорость сгорания, практическое отсутствие вредных соединений, например, сернистых (присутствуют как следы) существенно снижают токсичность отработавших газов на выходе из цилиндра при многократном уменьшении дымности и выбросе твердых частиц.

Безусловный переход на газодизельный цикл должен быть осуществлен для двигателей судов-газовозов, танкерного флота, для нефти и газоперекачивающих станций. Например, в емкостях (танках) большой объем газов уходит в атмосферу через дыхательные (предохранительные) клапаны, а этого достаточно для обеспечения работы главных и вспомогательных двигателей.



При использовании газодизелей в районах развитой инфраструктуры газовых магистралей дисбаланс стоимостей топлив и расходов на его доставку существенно повышает приоритетность применения этих двигателей, а возможность работы на жидком топливе в особых случаях является важным положительным свойством. Конвертирование дизеля в газожидкостный возможно с минимальными временными и материальными затратами.

Анализ наиболее применяемых газодизельных двигателей отечественного производства Д6-ГД, В2-300-ГД, В2-450-ГД, ГД-700 и других показал, что в серийную конструкцию были внесены минимальные изменения: установлены газовые смесители с системой управления, охлаждаемые выпускные трубопроводы, на регуляторе скорости введено устройство с двумя функциями («работа на топливе» и «работа на газе»), ужесточены требования по настройке топливного насоса высокого давления (ТНВД) на режиме «работа на газе», на отдельных двигателях внесены изменения нагнетательного клапана.

Таким образом, при необходимости дизели могут быть конвертированы на газ в условиях реальной эксплуатации, что само по себе немаловажно.

Однако практика показала, что минимальная «запальная» подача жидкого топлива составляет достаточно весомую составляющую в балансе эксплуатационных расходов – 15–20 % от номинальной подачи в режиме работы газодизеля. Причина в том, что существующая топливная аппаратура дизелей до настоящего времени проектируется под номинальные режимы работы. Поэтому многосекционные ТНВД неудовлетворительно работают на режимах малых подач при высокой неравномерности по секциям и циклам в одной секции. До настоящего времени так и не поставлен вопрос о совершенствовании метода проектирования топливной аппаратуры вообще, в том числе и для газодизелей.

Например, применение ТНВД в мощном (2000 кВт при 225 об/мин) двухтактном газодвигателе «Купер-Бессемер» типа LSV с газотурбонаддувом дополнительно к серийной топливной аппаратуре, так называемого «впрыскивателя» со своей форсункой, позволило достичь низких минимально устойчивых подач запального топлива. Это обеспечило снижение доли жидкого топлива до 8–10 %, что является вполне оправданным конструктивным дополнением при переводе дизеля на газ. Практически для работы на газе применена специально спроектированная топливная аппаратура (ТА), обеспечивающая стабильную от цикла к циклу работу цилиндров при высоком качестве впрыскивания и надлежащей неравномерности подач по секциям ТНВД.

2. Проблемы, возникающие при обеспечении Минимальной запальной подачи

Одной из главных проблем создания газодизеля является несоответствие штатной топливной аппаратуры новым условиям применения [1, 2, 3, 5]:

– высокая неравномерность цикловых подач при работе на минимально устойчивых оборотах холостого хода;

- при работе на режимах малых подач и частот вращения существенно снижается давление впрыскивания;
- для серийной топливной аппаратуры при работе на режимах от холодного хода и до 30–40 % характерна нестабильность процессов топливоподачи от цикла к циклу (особенно при пониженной частоте вращения), что приводит к субгармоническим колебаниям крутящего момента двигателя и повышенной неравномерности вращения, это обстоятельство не позволяет снизить минимальную запальную подачу;
- имеют место неблагоприятные зависимости цикловой подачи от частоты вращения (скоростные характеристики), обуславливающие отрицательное значение фактора устойчивости ТА на номинальных режимах и соответственно, вызывающие неустойчивость работы системы автоматического регулирования частоты вращения двигателя;
- вследствие нелинейности расходных характеристик ТНВД и форсунки имеет место неравномерность подач топлива в последовательных циклах впрыскивания, приводящая в первую очередь к снижению эффективного КПД, во вторую – к неравномерности вращения и понижению качества вырабатываемой энергии вследствие усиления этого эффекта через неравномерное по эффективности выгорание газовоздушного заряда;
- несоответствие штатной серийной системы топливоподачи двум крайне противоположным требованиям: обеспечение параметров номинальных режимов работы и режимов малых подач и частот вращения;
- затруднительно обеспечить работоспособность распылителя форсунки из-за растянутой завершающей фазы топливоподачи при пониженном давлении впрыскивания, происходит коксование сопел, возможно зависание иглы.

Для уверенного поджига газово-воздушного заряда в камере сгорания необходима гарантировано стабильная подача жидкого топлива при высоких давлениях впрыскивания и при низкой неравномерности подач по цилиндрам и циклам одного и того же цилиндра. Безусловно, применение дополнительно к серийной топливной аппаратуре других устройств нецелесообразно.

3. Возможные пути решения задачи

Возможно предложить следующие подходы к решению данной задачи:

- а) Газодизель на чистом жидком топливе используется редко, тем более на номинальных режимах работы. Серийная ТА, вследствие использования при ее проектировании стандартных расчетных методик, имеет возможность форсирования по подаче без значительных потерь в качестве работы до 1,5–2 раз. Тогда применение «недоразмеренной» ТА (спроектированной, например, на 50–70 % режим) окажется предпочтительным для случая газодизеля, а при необходимости выхода на полные нагрузки на жидком топливе «форсированный» режим работы вполне обеспечивается при незначительном снижении качества процессов. У ТА снижается чувствительность к имеющему место в эксплуатации колебаниям рейки ТНВД, что практически ликвидирует



так называемый вторичный эффект по рейке ТНВД. Далее, снижение диаметра плунжерной пары приводит к некоторому «смягчению» гидравлического удара при передаче импульса от насоса к форсунке, что переводит ТА из четвертого типа процесса к третьему (согласно критерию Б. И. Сифмана). При этом снижаются повторные впрыскивания, а стабильность процессов впрыскивания в последовательных циклах повышается.

Таблица 1

Результаты расчетного исследования топливоподачи насосов с короткоходовыми и длинноходовыми плунжерными парами на примере стационарного дизеля

№ п/п	Режим работы		Р _{нмак} , МПа	Р _{кмак} , МПа	Р _{фмак} , МПа	Рост, МПа	φ_n , град. п. кул. в.	φ_k , град. п. кул. в.	Кн, о.е.	Кф, о.е.	Х, о.е.
	п, об/мин	g _n , г/цикл									
Топливный насос со штатной плунжерной парой (диаметр 12 мм, ход 10 мм, диаметр нагнетательного клапана 10 мм)											
1	368	0,28	54,2	57,9	60	11,8	20,18	31,5	0,12	0,7	0,82
2	382	0,0365	20,8	32,8	27,2	-18,2	22,1	25,2	*	*	1,98
Топливный насос с длинноходовой плунжерной парой (диаметр 10 мм, ход 14 мм, диаметр нагнетательного клапана 8 мм)											
3	368	0,282	42,6	51,7	44	8,9	15,6	29,86	0,04	1,09	1,13
4	382	0,0366	28,4	27,9	27,2	6	16,02	19,65	0,24	0,81	1,04
5	382	0,0219	23,7	27,9	25,7	5,1	16,16	18,87	0,18	0,76	0,94
6	382	0,0157	20,7	26,3	25,5	2,6	16,5	19,04	0,05	0,75	0,7

Анализ возможности подобного подхода для решения поставленной задачи выполнен для ТА дизеля 6ЧН 18/22, работающего в качестве приводного двигателя дизель-генератора или главного судового двигателя. Серийная топливная аппаратура содержит ТНВД с соотношением диаметра плунжера к ходу 1:1 (диаметр 12 мм). На базе многовариантного исследования на математической модели ТА предложена длинноходовая плунжерная пара с диаметром 10 мм при ходе 14 и уменьшенным диаметром нагнетательного клапана с 10 до 8 мм. Практически это новая конструкция ТНВД с новыми настройками. Опытный ТНВД обеспечивает номинальный режим безусловно с ухудшенными показателями процесса впрыскивания. Так, уровень максимальных давлений (см. табл. 1, варианты 1 и 3) снижается на 20–25 % при соответствующем увеличении продолжительности топливоподачи, однако, стабильность последовательных циклов впрыскивания существенно повышается. Это в определенной мере компенсирует потери при работе дизеля. Главное, что при необходимости работы на жидком топливе номинальный режим обеспечивается. Но при этом достигается стабильный от цикла к циклу процесс топливоподачи (варианты 4, 5 и 6) с уменьшенной более чем в два раза подачей жидкого топлива, что позволяет реально для газодизеля перейти от величины запальной дозы топлива 18–20 % к 8–10 % от номинальной подачи [3]. Снижение максимального давления перед форсункой невелико (в пределах 5–



7 %) при высокой равномерности последовательных впрыскиваний топлива. Вариант 2 для серийной ТА при подаче холостого хода имеет критерий стабильности $X=1,98$, значения коэффициентов K_n и K_f отмечены звездочками из-за невозможности их определения вследствие высокой нелинейности расходных характеристик [4]. Имеет место нестабильная работа ТА вплоть до пропуска подачи через цикл при периодических колебаниях остаточного давления в последовательных циклах: (-19,9) - (-16,8) - (-19,1) - (-16,8) - (19,5) и т. д. в зоне установившегося режима. Длинноходовая плунжерная пара, наоборот, обеспечивает высокую стабильность процессов впрыскивания ($X < 1$) при существенно меньшей цикловой подаче. В еще большей степени улучшение качества работы на режимах малых подач и частот вращения имеет место для главных судовых дизелей.

б) Второй путь – проектирование ТА специально для газодизеля. При этом большее внимание уделяется обеспечению качества работы именно на режимах малых подач и частот вращения. В первую очередь это предполагает:

- применение специальной конструкции нагнетательного клапана, например, корректирующего (типа ЦНИДИ), дифференциального, двухстороннего действия, стабилизирующего нагнетательного клапана [1, 2, 3] или распылителя с двумя рядами сопел, предложенного Ю. Я. Фоминым;

- проектирование ТА аппаратуры со стабилизированным остаточным давлением по типу устройства Горелика-Пугачева или Патрахальцева [5] или аккумуляторных систем топливоподачи с электронным управлением типа «Common Rail»;

- использование так называемых длинноходовых плунжерных пар, позволяющих обеспечить в первую очередь режимы малых подач и частот вращения. Здесь, на наш взгляд, не продуман до конца вопрос о применении гострируемого типоразмерного ряда, когда по мере форсирования дизелей выбор плунжерных пар смещается в сторону соотношения хода плунжера к его диаметру, меньше единицы. Как показало математическое моделирование процессов топливоподачи, именно на этом направлении в первую очередь [1] следует искать решение задачи обеспечения качества работы ТА на малых режимах подач;

- применение математического моделирования процессов топливоподачи при проектировании ТА с целью обеспечения качественной работы на режимах малых подач и частот вращения с использованием математического планирования расчетного эксперимента и критерия стабильности процессов топливоподачи [3] для рационального выбора основных геометрических размеров ТА;

- применение водотопливной эмульсии (ВТЭ), являющейся альтернативным топливом на уровне нанотехнологий, так как изменяет физическую природу процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания, вносит положительные изменения в механизм износа, улучшает экологическое воздействие на окружающую среду;



– повышение качества работы газодизелей может быть обеспечено в первую очередь применением новых систем топливоподачи аккумуляторного типа с электронным управлением. Это обеспечивает стабильную от цикла к циклу работу ТА при высоких давлениях впрыскивания, что способствует, с одной стороны, устранению межцикловой неустойчивости, с другой – повышению экономичности и экологичности дизеля при работе на характерных долевых режимах. В последнее время в связи с выявлением нелинейности так называемых расходных характеристик топливной аппаратуры [4] появилась новая трактовка межцикловой неустойчивости процессов топливоподачи как «межцикловой неравномерности впрыскиваний. Необходимо дальнейшее изучение данного явления. Следует особое внимание обратить на новые подходы к проектированию ТА дизелей. В частности, следует пересмотреть гостипуемый типоразмерный ряд плунжерных пар в сторону увеличения соотношения хода плунжера к его диаметру, так как при этом обеспечение качественной работы классической ТА на режимах малых подач вполне реально.

Таким образом, обеспечение качественной работы газодизелей при пониженной запальной подаче является реальной задачей, основной упор должен делаться на квалифицированный выбор ТА (классической или нового типа) и оптимальную комплектацию ее элементов при использовании математического моделирования с оценкой устойчивости процессов топливоподачи по предложенному критерию X и параметру K_{ϕ} [1].

Одним из возможных способов повышения межцикловой стабильности ТА является автоматическое уменьшение величины давления начала подъема иглы распылителя форсунки при переходе на малые режимы. Дизели завода «Дальдизель» ряда 6Ч18/22 оснащены уникальной в мировой практике гидрозапорной ТА. Это позволяет достаточно просто реализовать модифицированную систему топливоподачи, обеспечивающую высокую межцикловую стабильность процессов впрыскивания на режимах малых подач и частот вращения коленчатого вала. С целью изучения влияния величины давления гидрозапирания форсунки P_{23} на стабильность процессов ТА в последовательных циклах впрыскивания было проведено расчетное исследование. Диапазон изменения давления гидрозапирания составил 8–15 МПа. Результаты расчетного исследования для режима холостого хода представлены на рис. 1 и в табл. 2. Уменьшение величины давления гидрозапирания в целом действительно способствует повышению межцикловой стабильности ТА. Это связано, прежде всего, с изменением угла наклона расходных характеристик (РХ) форсунки. На исследуемых режимах имеют место глубокие разрывы сплошности в системе высокого давления ТА, поэтому РХ ТНВД играют значительную роль в формировании рабочего процесса ТА. Снижение величины давления гидрозапирания приводит к значительному уменьшению амплитуды периодических колебаний параметров топливоподачи с частотой $n/240$ Гц, о чем свидетельствует величина критерия стабильности X [3].

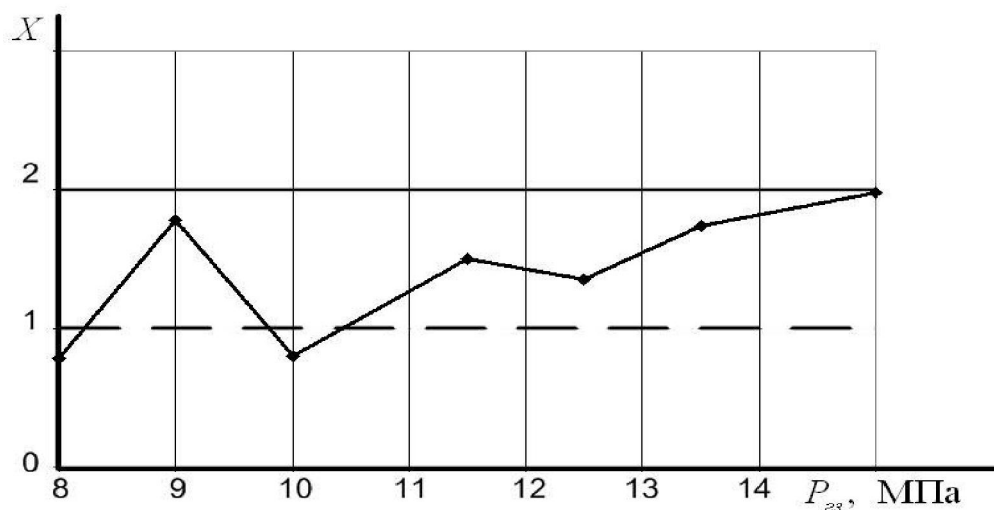


Рис. 1. Влияние величины давления гидрозакрипания дизельной форсунки на стабильность процессов топливоподачи на режиме холостого хода

Таблица 2

Результаты расчетного исследования влияния P_{23} на стабильность РП ТА

P_{23} , МПа	$g_{ц} \cdot 10^{-5}$, кг/цикл	$P_{ост}$, МПа	$\Delta g_{ц \text{ акц}}$, %	$\Delta P_{ост}$, %	X	Частота колебаний параметров топливоподачи, Гц
8	3,45	-23,6	$\pm 0,7$	± 3	0,79	$n/240$
9	3,52	-22,0	± 9	$\pm 9,5$	1,78	$> n/480$
10	3,6	-22,1	$\pm 2,25$	$\pm 3,5$	0,80	$n/360$
11,5	3,93	-12,7	± 7	$\pm 23,5$	1,50	$n/480$
12,5	3,78	-13,9	± 14	$\pm 22,5$	1,35	$n/480$
13,5	3,47	-17,4	$\pm 6,5$	± 5	1,74	$> n/480$
15	3,65	-18,2	± 9	± 8	1,98	$n/240$

Здесь $g_{ц}$ – цикловая подача топлива режима холостого хода; $\Delta g_{ц \text{ акц}}$, $\Delta P_{ост}$ – соответственно амплитуда колебаний в последовательных циклах впрыскивания цикловой подачи топлива и остаточных давлений.

Схема ТА дизелей с улучшенными характеристиками для частичных режимов работы представлена на рис. 2.

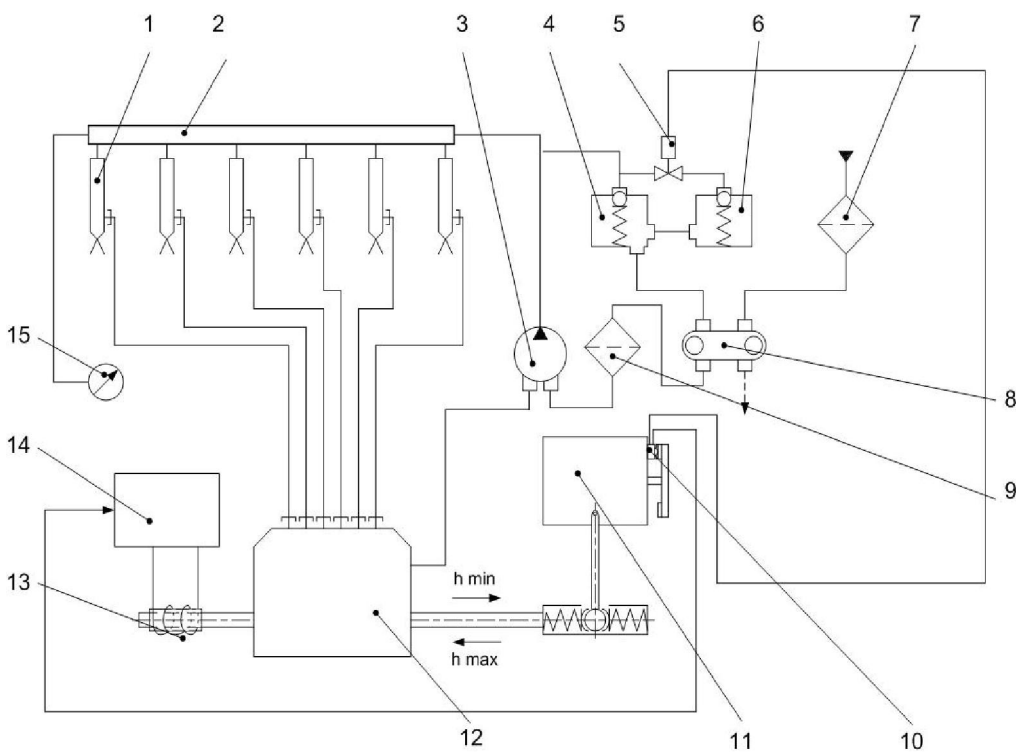


Рис. 2. Топливная аппаратура дизелей с улучшенными характеристиками для газодизельных двигателей

1 – форсунки; 2 – трубопровод запорного топлива; 3 – насос ВД системы гидрозапирания; 4 и 6 – редукционные клапаны; 5 – электромагнитный клапан; 7 – фильтр грубой очистки топлива; 8 – насос топливоподкачивающий; 9 – фильтр тонкой очистки топлива; 10 – микровыключатель; 11 – пост управления; 12 – ТНВД; 13 – соленоид; 14 – электронный блок; 15 – манометр

Насос системы гидрозапирания подает топливо через редукционный клапан по трубопроводу к форсункам в полость гидрозапирания. Редукционный клапан 4 поддерживает в аккумуляторе 2 заданное давление 15 МПа, перепуская излишки топлива обратно в полость всасывания подкачивающего насоса. При этом параллельно редукционному клапану 4 в системе гидрозапирания установлен дополнительный клапан 6, отрегулированный на меньшее давление и вводимый в действие с помощью электромагнитного клапана 5 микровыключателем 10, расположенным на корпусе поста управления 11 и приводимым в работу профильным выступом на маховичке управления. Также к рейке ТНВД присоединен соленоид 13, управляемый электронным блоком 14 и вводимый в работу профильным выступом на маховичке управления.

На режимах подачи топлива, превышающих 30–40 % от номинальной, система работает как обычно. При переходе на режим меньший 30–40 % про-

фильный выступ на маховичке управления приводит в работу микровыключатель 10, и тем самым открывает электромагнитный клапан 5, который подключает дополнительный редуцирующий клапан 6 и давление в системе гидрозатора снижается до определенной величины, например, до определенной расчетом 10 МПа. Так как работа на режимах малых подач со сниженным давлением гидрозатвора приводит к закоксовыванию сопел распылителя, то для предотвращения этого явления электронный блок 14 через соленоид 13 обеспечивает возмущение типа «толчок» рейки ТНВД до положения номинальной подачи, например, через каждые 100 циклов впрыскивания (это определяется настройкой электронного блока 14 по результатам эксперимента) с такой настроенной длительностью возмущения, при которой отработывают как минимум все секции ТНВД. Подобное возмущение, вызванное срабатыванием соленоида, проходит практически незаметно для скоростного режима работы вследствие инерционности дизеля. Происходит так называемая «моточистка» сопловых каналов, что и обеспечивает работоспособность распылителей при работе на малых режимах.

Предлагаемое устройство ТА может быть реализовано и на других системах топливоподачи современных дизелей. Для этого целесообразно ввести в систему так называемые форсунки с комбинированным затворением иглы, которые известны в практике и применяются в эксплуатации. Тогда предложенный способ управления межцикловой стабильности процессов впрыскивания может быть реализован практически на всех выпускаемых дизелях и обеспечит повышенное качество работы (минимальная неравномерность вращения, топливная экономичность, пониженные обменные колебания мощности при параллельной работе) при возможном снижении минимальных оборотов холостого хода до требуемой стандартом величины. Главное, обеспечивается устойчивая минимальная запальная подача топлива порядка 8–10 % от номинальной.

Таким образом, возможно значительное уменьшение величины межцикловой нестабильности параметров ТА за счет снижения давления гидрозатвора форсунки при работе на частичных режимах и при обеспечении минимальной запальной подачи до 8–10 %. Практический интерес представляет настройка ТА на $P_{зз} \approx 10$ МПа. При этом имеет место стабильный процесс при частоте колебаний процессов топливоподачи $f = n/360$ Гц, что благоприятно отразится на качестве параллельной и одиночной работы, например, дизель-генератора, вследствие исключения межцикловой нестабильности с $f = n/240$ Гц. Особенно значителен этот эффект для судовых дизелей и газодизелей, работающих на режимах малых подач и частот вращения коленчатого вала. Это позволяет существенно улучшить топливную экономичность, а при снижении минимальных устойчивых оборотов холостого хода обеспечить требования ГОСТ 10150–88. Главным препятствием при снижении давления затвора иглы является резкое снижение ресурса работы распылителя форсунки, что до настоящего времени не позволяло внедрить вышеприведен-



ное предложение в практику эксплуатации. Предлагаемая ТА дизелей с улучшенными характеристиками для частичных режимов работы [6] позволяет реализовать известный конструктивный вариант с одновременным устранением вышеизложенных недостатков.

При конвертировании дизелей на газожидкостный цикл следует обеспечить изменение степени сжатия так, чтобы температура рабочего тела в конце сжатия была больше, чем для дизеля, но меньше температуры самовоспламенения газозвушной смеси (для дизеля со струйным смесеобразованием степень сжатия не должна быть больше 16).

При использовании газотурбонаддува следует вводить промежуточное охлаждение газозвушной смеси или воздуха в зависимости от выбранной схемы, так как температура смеси (воздуха) существенно влияет на недобор мощности. При наддуве коэффициент избытка газозвушной смеси α ориентировочно должен составлять величину порядка 1,6–1,8. В случае пониженной степени сжатия (до 11) избыток воздуха должен быть в пределах 1,4–1,6. Такой состав газозвушной смеси определяет допустимые границы роста максимального значения давления сгорания и предупреждает преждевременное самовоспламенение. Общее значение α с учетом ввода запального топлива составит величину порядка 1–1,6. Регулирование мощности в данном случае количественное, α обеспечивается работой смесителя, а требуемая мощность – определяется количеством газозвушной смеси. Безусловно, уменьшается коэффициент наполнения из-за сопротивления газопроводов, включая смеситель. Потеря мощности при этом компенсируется положением регулирующей количество смеси заслонкой.

Следует отметить сильное влияние на рабочий процесс газодизеля задержки воспламенения рабочей смеси, именно при условии снижения запальной дозы жидкого топлива. Известно, что период задержки самовоспламенения при работе на жидком топливе значительно меньше, чем при работе на газозвушной смеси (это определяется степенью сжатия, частотой вращения, уровнем максимального давления сгорания, избытком воздуха и т. д.). Поэтому угол опережения впрыскивания придется подбирать индивидуально для каждого двигателя, снимая регулировочную характеристику. Это позволит определиться с законом изменения угла опережения впрыскивания от действия ряда факторов и ввести автоматическое регулирование этого угла для существенного повышения эффективности использования газодизеля.

Для газодизеля существенно взаимодействие факела запального топлива с камерой сгорания при условии снижения подачи хотя бы до 10 %. Поэтому потребуются снятие регулировочных характеристик по выступанию носка распылителя, углу расположения оси каналов сопел и размеров соплового аппарата при условии постоянного оптимального эффективного проходного сечения. Эта доводочная работа может быть весьма существенной для обеспечения качественного и эффективного использования газодизелей.



Выводы по работе

1. Следует поставить вопрос о совершенствовании методов проектирования ТА, в том числе для газожидкостных двигателей, на базе математических моделей с использованием критериальных методов оценки межцикловой неустойчивости для обеспечения режимов малых подач и частот вращения.
2. Учитывая преимущественное применение на данный момент времени классической ТА и большие ресурсные показатели современных двигателей, необходимо проводить исследовательские работы по совершенствованию конструкций ее элементов с целью обеспечения минимальных подач запального топлива и работоспособности распылителя.
3. Обеспечить дальнейшее совершенствование и применение систем топливоподачи аккумуляторных с электронным управлением типа «Common Rail» и систем со стабилизированным остаточным давлением.
4. Обеспечить реальное применение в рядовой эксплуатации ВТЭ.
5. Необходимо пересмотреть стандарт на типоразмерный ряд плунжерных пар с выходом на длиноходовые пары, одновременно следует рассмотреть вопрос о профилировании кулачка ТНВД.

Библиографические ссылки

1. Горелик Г. Б. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей при работе на частичных режимах: дис... д - ра техн. наук. Владивосток, 1999.
2. Горелик Г. Б. Неустановившиеся режимы работы дизельной топливной аппаратуры: монография. Хабаровск, 1995.
3. Горелик Г. Б. Физическая природа неустойчивой от цикла к циклу работы топливной аппаратуры дизелей и критерий стабильности режима // Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания: сб. науч. тр. Хабаровск, 1999.
4. Горелик Г. Б., Чистяков А. Ю. Влияние шага интегрирования на качество моделирования процессов топливоподачи в дизелях при работе на частичных режимах // Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания: сб. науч. тр. Хабаровск, 2004.
5. Патрахальцев Н. Н., Альвеар Санчес С. В. Пути развития топливных систем для подачи в цилиндр дизеля нетрадиционных топлив // Двигателестроение. 1988. № 3.
6. Горелик Г. Б., Чистяков А. Ю. Топливная аппаратура для дизелей с улучшенными характеристиками для частичных режимов работы: патент на изобретение №2227842. Зарегистрировано в Гос. реестре изобретений (приоритет 10 июля 2002. Бюл. // Открытия. Изобретения от 27 апреля 2004).