

Краткий научно-технический отчет по проекту
«Моделирование, экспериментальное исследование и оптимизация рабочих
процессов в перспективных газопоршневых двигателях при работе на
попутном нефтяном газе»

этап 2018 г.

Руководитель – профессор, д.т.н. В.А. Марков

1 Обоснование эффективности использования газовых топлив в конвертированных газодизельных двигателях

Тенденции и перспективы дальнейшего развития топливно-энергетического комплекса и двигателестроения в значительной степени определяются наличием сырьевых ресурсов для производства моторных топлив, а также действующими нормативными документами на выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами энергетических установок различного назначения. В настоящее время в двигателях внутреннего сгорания используются, главным образом, топлива нефтяного происхождения. Для этих целей расходуется более 50 % от общего количества добываемой нефти.

Анализ тенденций развития двигателестроения показывает, что в ближайший период развития мировой экономики не предвидится кардинальной смены основных типов двигателей внутреннего сгорания. Согласно прогнозам специалистов к 2030 г. доля бензиновых и дизельных двигателей, а также реактивных двигателей составит около 84 %. Это неизбежно повлечет за собой рост потребления углеводородных моторных топлив нефтяного происхождения. Причем наибольшим спросом будут пользоваться автомобильный бензин и дизельное топливо. Вместе с тем динамика развития топливного баланса России, характеризуемая сравнительно небольшим приростом общего объема добычи и переработки нефти и значительным увеличением потребления моторных топлив, неизбежно приведет к их дефициту.

Экологическая безопасность автотранспортных средств в значительной степени определяется составом и уровнем концентрации вредных веществ отработавших газов двигателей автомобилей.

Ведущие зарубежные производители газовых двигателей имеют в своей номенклатуре продукции модели, использующие низкокалорийные (в том числе и генераторный) газы. Немногочисленные отечественные организации (в основном, моторостроительные заводы и небольшие частные предприятия), выпускающие в настоящее время конвертированные из дизелей транспортного типа газовые двигатели, также предусматривают использование низкокалорийного газового

топлива. Ведутся исследовательские работы по совершенствованию конструкции и улучшению показателей газовых двигателей.

В существующих конструкциях газовых двигателей адаптация к применению низкокалорийного газа заключается в основном в увеличении давления наддува (применение более производительного турбокомпрессора); использовании специального газосмесителя (для конкретного состава газа); использовании систем электронного регулирования состава смеси, давления наддува, частоты вращения двигателя, параметров системы зажигания (для динамичной и точной адаптации электроагрегата к нагрузке и составу газа). Все производители газовых двигателей внедряют мероприятия по увеличению ресурса наиболее ответственных узлов, деталей и двигателя в целом.

Среди газообразных моторных топлив следует выделить генераторные (пиролизные) газы, для получения которых имеется обширная сырьевая база. Это отходы животноводства и растениеводства, пищевые отходы, отходы деревообрабатывающей промышленности, твердые бытовые отходы. Генераторные газы представляют собой смесь газов, образующихся в процессе газификации (пиролиза) различных твердых органических отходов (биомассы) в газогенераторных установках. При пиролизе происходит термическое разложение органических соединений при недостатке кислорода, температурах 800—900 °С и давлениях, близких к атмосферному. Выделяют первичные пиролизные реакции (разрушение тяжелых углеводородных молекул) и вторичные (синтез тяжелых углеводородов из низкомолекулярных непредельных углеводородов).

Следует отметить, что газовые двигатели обычно создаются на базе серийно выпускаемых двигателей, работающих на жидком топливе. При конвертировании двигателей внутреннего сгорания к работе на газообразных топливах в качестве базовых двигателей могут быть использованы как бензиновые двигатели (двигатели с принудительным воспламенением рабочей смеси от свечи зажигания), так и дизельные двигатели (двигатели с воспламенением рабочей смеси от теплоты сжатия). Генераторные газы целесообразно сжигать в дизелях, отличающихся от двигателей с принудительным воспламенением рабочей смеси повышенными степенями сжатия α и коэффициентами избытка воздуха. Но при этом генераторные газы, отличающиеся плохой воспламеняемостью в условиях камеры сгорания (КС)

дизеля, обычно воспламеняют от запальной дозы дизельного топлива. Преимуществом использования генераторных газов в двигателях с принудительным воспламенением рабочей смеси является возможность их воспламенения от свечи зажигания, что позволяет организовать однотопливную работу двигателя.

Газопоршневые двигатели, применяемые в электроагрегатах мощностью 30—350 кВт, создаются, как правило, на базе быстроходных дизелей автотракторного типа. Эти двигатели работают при частоте вращения коленчатого вала, равной 1500 мин^{-1} , что позволяет вырабатывать переменный электрический ток генератора с частотой 50 Гц. В большинстве случаев базовый дизель оснащен системой турбонаддува. Применение турбонаддува в газовом двигателе обеспечивает повышенные температуры деталей, образующих КС дизеля, и улучшенные характеристики по удельным мощностным, экономическим и массогабаритным показателям электроагрегата. Это особенно важно в случае использования в качестве моторного топлива газа с низким энергосодержанием. При мощностях до 100 кВт возможно создание газового двигателя с приемлемыми характеристиками и на базе безнаддувного дизеля.

В настоящее время в подавляющем большинстве случаев в качестве привода газопоршневых электроагрегатов мощностью до 350 кВт используются быстроходные четырехтактные газовые двигатели с внешним смесеобразованием, с воспламенением рабочей смеси от искры (теоретический рабочий цикл с подводом теплоты при постоянном объеме). Применение генераторного газа или других газообразных топлив, в частности нефтяного попутного газа, в качестве моторного топлива предполагает обязательное использование в конструкции двигателя турбонаддува.

2 Основные результаты испытаний

При испытаниях электроагрегата электрический КПД определяется путем измерения активной электрической мощности на клеммах генератора и расхода газового топлива.

Любой двигатель, в том числе и газовый, используемый для привода электрогенератора, работает в широком диапазоне нагрузок при примерно постоянной частоте вращения коленчатого вала (частоте переменного тока генератора),

что необходимо для выполнения требований по качеству вырабатываемой электроэнергии (ГОСТ 13822—82). Эти требования (прежде всего, по отклонению частоты от номинального значения) относятся как к установившимся, так и к переходным режимам.

По принципу действия и по устройству системы питания атмосферные (безнаддувные) четырехтактные газовые двигатели с воспламенением от искры и с внешним смесеобразованием не отличаются от карбюраторных бензиновых двигателей. Газ к двигателю поступает из газовой магистрали через газовый редуктор, поддерживающий давление газа на некотором постоянном уровне ("ноль-регулятор"), и затем через смеситель (газовый карбюратор), где газ смешивается в нужном соотношении с воздухом. В случае использования генераторного газа его подача осуществляется непосредственно от газогенератора за счет естественного всасывания на такте впуска. В диффузоре смесителя создается разрежение, пропорциональное расходу воздуха (нагрузке двигателя); расход газа, поступающего в смеситель под воздействием этого разрежения, изменяется в соответствии с расходом воздуха. При этом коэффициент избытка воздуха α остается практически неизменным и определяется только соотношением площадей сечения воздушного и газового каналов смесителя.

На установившемся режиме работы электроагрегата соблюдается равенство мощности двигателя и внешней нагрузки (активной электрической мощности и мощности потерь электрогенератора). Орган управления (дроссельная заслонка) находится в определенном положении, обеспечивающем такой расход газозвушной смеси, который соответствует равенству мощности двигателя и внешней нагрузки, что необходимо для поддержания постоянства частоты вращения на установившемся режиме.

Любые воздействия, вызывающие изменение мощности двигателя (такие как межцилиндровая нестабильность процесса сгорания, опережение зажигания, состав смеси и т.д.) или изменение мощности внешней электрической нагрузки, приводят к изменению частоты вращения. Система регулирования, получая информацию об изменении частоты вращения, перемещает дроссельную заслонку в новое положение, обеспечивая поступление такого количества газозвушной смеси, которое необходимо для выполнения равенства новых значений мощности двигателя и

внешней нагрузки. Переходный процесс заканчивается восстановлением заданной частоты вращения.

Следует отметить, что на установившемся номинальном режиме работы электроагрегата дроссельная заслонка атмосферного газового двигателя находится в приоткрытом на 45—50 % (от полностью открытого) положении, при этом разрежение за заслонкой во впускном коллекторе находится в пределах 0,020—0,025 МПа, соответственно абсолютное давление во впускном коллекторе равно $P_{вп} = 0,075—0,080$ МПа. Такое положение дроссельной заслонки и указанное значение давления $P_{вп}$ являются необходимыми условиями для устойчивого поддержания частоты вращения системой регулирования на режиме номинальной мощности.

Газовый двигатель с турбонаддувом имеет в составе системы подачи газозвушной смеси турбокомпрессор, приводимый в действие отработавшими газами. Применение турбонаддува позволяет значительно увеличить мощностные показатели газовых двигателей, особенно при использовании газового топлива с низким энергосодержанием: генераторного газа, биогаза, а также при использовании бедной смеси в малотоксичных процессах сгорания.

Турбокомпрессор обеспечивает подачу газозвушной смеси в цилиндры двигателя под давлением больше атмосферного, а следовательно, и в большем количестве, чем позволяет рабочий объем цилиндров двигателя при атмосферном впуске. Сжатие в турбокомпрессоре газозвушной смеси сопровождается значительным повышением ее температуры, поэтому в ряде случаев (при высоком наддуве) в состав газозвушной системы двигателя входит промежуточный охладитель газозвушной смеси. Охладитель смеси, как правило, устанавливается во впускной магистрали между турбокомпрессором и дроссельной заслонкой. В остальном система питания газового двигателя не отличается от системы питания атмосферного двигателя.

В двигателе с турбонаддувом количество энергии, поступающей с газозвушной смесью в цилиндры двигателя, а следовательно, и его мощность определяются как положением дроссельной заслонки, так и величиной давления смеси после компрессора P_k .

При работе на режимах частичной мощности (соответствующей величинам абсолютного давления во впускном коллекторе за дросселем до 0,08 МПа) расход

газовоздушной смеси двигателем определяется, в основном, положением дроссельной заслонки. На указанных установившихся режимах дроссельная заслонка может быть установлена системой регулирования в положение от 5—10 до 45—50 % (100 % — полное открытие), а процесс регулирования не отличается от такового для атмосферного двигателя. При дальнейшем увеличении внешней нагрузки система регулирования кратковременно полностью открывает дроссельную заслонку. Увеличение подачи смеси приводит к увеличению количества ОГ, которые, срабатывая на турбине, увеличивают частоту вращения ротора турбокомпрессора. Турбокомпрессор переходит на новый режим работы, обеспечивая увеличение давления наддува P_k и расхода газовоздушной смеси до новых значений, необходимых для поддержания равенства мощностей двигателя и электрической внешней нагрузки. По окончании переходного процесса дроссельная заслонка прикрывается системой регулирования до положения 45—55 % и, совершая регулирование расхода газовоздушной смеси, с новым значением давления P_k , тем самым регулирует расход ОГ двигателя, поступающих в турбину. Дальнейшее увеличение нагрузки характеризуется лишь увеличением давления наддува P_k до величины, обеспечивающей равенство мощности двигателя и внешней нагрузки, а дроссельная заслонка, кратковременно открываясь (либо закрываясь при уменьшении нагрузки) и обеспечивая переход турбокомпрессора на новый установившийся режим, возвращается в прежнее полуоткрытое положение.

Устойчивое поддержание частоты вращения вала двигателя при таком регулировании возможно при разности давлений ($P_k - P_{вп}$) большей чем 0,020—0,025 МПа.

В случае использования генераторного газа (или других низкокалорийных газов) в качестве моторного топлива для двигателя с турбонаддувом необходимо обеспечивать подачу увеличенного на 25—50 % по объему количества газовоздушной смеси в его цилиндры (по сравнению с природным газом), что является необходимым условием равенства мощности на генераторном и природном газах. Это достигается использованием турбокомпрессора более высокой производительности, подающего низкокалорийную газовоздушную смесь в систему впуска двигателя под увеличенным давлением. В этом случае в некоторых конструкциях газовых двигателей с высоким давлением наддува для уменьшения времени выхода на новый

установившийся режим при резких изменениях нагрузки система регулирования управляет одновременно дроссельной заслонкой и клапаном турбобайпаса (например, двигатели Jenbacher, работающие на низкокалорийном газе). Следует заметить, что все газопоршневые двигатели с внешним смесеобразованием и турбонаддувом при работе электроагрегата в автономном режиме обладают плохой приемистостью. Темп и величина шага нагружения (в процентах от номинальной мощности) его вариваются инструкциями по эксплуатации производителями на каждый конкретный электроагрегат.

Работа газопоршневого двигателя и электроагрегата на его базе на генераторном газе сопровождается снижением (по сравнению с работой на природном газе) мощности на 20—45 %. Это происходит вследствие низкого объемного энергосодержания газозвушной смеси и особенностей сгорания монооксида углерода CO и водорода H₂, являющихся основными горючими компонентами генераторного газа. Компенсация потерь мощности возможна за счет увеличения массового количества подаваемой в цилиндры двигателя газозвушной смеси путем использования в газопоршневом двигателе следующих конструктивных решений:

- использование в качестве привода генератора атмосферного двигателя увеличенного рабочего объема;
- использование газотурбинного наддува на атмосферном двигателе;
- применение турбокомпрессора увеличенной производительности на двигателе, уже имеющем систему наддува;
- использование эффективного охладителя газозвушной смеси после турбокомпрессора ("интеркулера").

Возможно дополнительно улучшить мощностные и экономические показатели газового двигателя за счет некоторого увеличения степени сжатия, так как присутствие в генераторном газе монооксида углерода CO и инертных газов (азота N₂ и углекислого газа CO₂) обеспечивает его высокие антидетонационные свойства.

В газовом двигателе, работающем на генераторном газе, необходимо применение газозвушного смесителя (газового карбюратора) специальной конструкции, поскольку оптимальные значения коэффициента избытка воздуха, пределы эффективного обеднения и воспламенения смеси для природного и генераторного газов

существенно различаются. В тех случаях, когда двигателю газопоршневого электроагрегата не предъявляются повышенные требования по экономичности и соответствию нормам токсичности ОГ, следует настраивать газорегулирующую аппаратуру на несколько обогащенный или стехиометрический состав газовой смеси.

Сделан вывод о том, что для газового двигателя с наддувом, работающего при коэффициенте избытка воздуха 1,4—1,6 (что равносильно использованию низкокалорийного газа), с выходными характеристиками, максимально приближенными к характеристикам базового дизеля, требуется увеличить массовое наполнение цилиндров. Для этого необходимо поднять давление наддува за счет применения турбокомпрессоров с меньшими минимальными проходными сечениями канала подвода ОГ к турбине турбокомпрессора. Отмечено значительное снижение концентрации оксидов азота, что связано с увеличением избытка воздуха. Однако при этом высоки концентрации монооксида углерода СО и, особенно, несгоревших углеводородов CН_x .

Сравнительно высокие концентрации СО в ОГ не представляют серьезной опасности, так как окисление СО в нейтрализаторах происходит достаточно полно. Основной проблемой является выполнение норм по выбросам суммарных несгоревших углеводородов. Окисление метана, который в основном и входит в состав несгоревших углеводородов газового двигателя, в случае бедных смесей в присутствии значительного количества водяного пара является весьма проблематичным. Поэтому была проведена работа по подбору окислительных нейтрализаторов.

Испытания показали, что нейтрализатор с платино-палладиевым катализатором при работе с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,42—1,46$ (на режиме с $n = 1000$ мин⁻¹), обеспечивает снижение концентрации монооксида углерода СО в 4,9—5,5 раза, а концентрации несгоревших углеводородов CН_x — лишь на 12,0—12,5 % при средней температуре ОГ в нейтрализаторе 425—465 °С. В связи с этим была разработана система нейтрализации, которая, помимо основного нейтрализатора, содержит небольшой по объему преднейтрализатор, установленный между выпускным коллектором и турбокомпрессором.

3 Основные выводы по результатам исследований

При проведении исследований эксплуатационных показателей использованы экспериментальные данные дизеля типа КамАЗ, конвертированного для работы на природном газе, в котором воспламенение газа в камере сгорания обеспечивается свечой зажигания. На двигателе применена центральная подача газа с электронным управлением. Для достижения необходимых показателей проведена доработка штатных узлов двигателя. Прежде всего, был полностью изменен впускной тракт двигателя. Система управления двигателя исключает детонационные процессы, которые могут проявляться при работе под нагрузкой и с высокими температурами.

В экспериментах было продемонстрировано улучшение эксплуатационных характеристик за счет перевода двигателя на экономичные и экологичные режимы работы путем отключения части цилиндров. Оригинальность метода состоит в том, что на режимах с частичной нагрузкой отключается часть цилиндров, а оставшиеся в работе цилиндры работают на режимах с полной нагрузкой, отличающихся улучшенными показателями топливной экономичности и токсичности ОГ. Для подтверждения эффективности такой организации работы проведен анализ многопараметровых характеристик двигателя. При этом использована следующая методика. Были рассмотрены фиксированные режимы работы двигателя в диапазоне от номинального скоростного режима ($n=2000$ мин⁻¹) до минимального скоростного режима ($n=800$ мин⁻¹). Для каждого из рассматриваемых скоростных режимов получены нагрузочные характеристики. При этом рассмотрены нагрузочные режимы от режима с полной нагрузкой до режима с частичной нагрузкой (30 %). Полученные данные подтверждают эффективность реализации метода отключения части цилиндров на режимах с неполной нагрузкой для снижения расхода топлива и выбросов токсичных компонентов ОГ. По этим данным можно отметить ярко выраженную тенденцию снижения удельного эффективного расхода топлива, удельных массовых выбросов монооксида углерода и несгоревших углеводородов. В частности, на номинальном скоростном режиме при $n=2000$ мин⁻¹ увеличение относительного крутящего момента двигателя Me от 0,3 до 1,0 сопровождается снижением расхода от 265 до 213 г/(кВт·ч), выбросов СО – от 3,4 до 1,9 г/(кВт·ч), СН_x – от 6,6 до 3,0 г/(кВт·ч), e_{NMCH} – от 1,3 до 0,5 г/(кВт·ч). То есть, при снижении нагрузки на двигатель (при уменьшении Me) целесообразно сократить число

работающих цилиндров таким образом, чтобы оставшиеся в работе цилиндры работали с полной нагрузкой (при $Me=1$).

Таким образом, наилучшие показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов исследуемого автомобильного газового двигателя достигаются на режимах внешней скоростной характеристики. В связи с этим, для достижения наилучших эксплуатационных показателей газового двигателя целесообразно обеспечить его работу на режимах с полной нагрузкой.