

УДК 621.431.74

*Горбань А.И., канд. техн. наук, Литвин С.Н., канд. техн. наук,
Кинжалов О.С., канд. техн. наук, Грабовенко А.И., инж.*

ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ГАЗЕ

Постановка проблемы

Общеизвестно, что использование в двигателях внутреннего сгорания газообразного топлива позволяет снизить затраты на топливо в несколько раз почти пропорционально соотношению цен на используемый топливный газ и дизельное топливо.

Поэтому понятно стремление владельцев стационарных энергетических установок с дизельными двигателями внутреннего сгорания конвертировать их на газообразное топливо, чаще всего на природный газ, подвод которого к двигателю не представляет собой технических трудностей и, как правило, зависит от расстояния до близлежащего газопровода.

Однако при конвертировании приходится сталкиваться с целым рядом проблем в реализации рабочего процесса, обеспечивающего получение таких же параметров, как и при работе на жидком топливе. Главные из проблем – высокие температуры на выпуске газов из цилиндров и перед турбиной, что значительно снижает моторесурс двигателя, и неустойчивость рабочего процесса от цикла к циклу, что связано со сложностью дозирования газообразного топлива.

При конвертировании обычно используют два варианта организации рабочего цикла. По первому газообразное топливо воспламеняется от запальной порции дизельного топлива, подаваемого в цилиндр (газодизельный цикл). По второму газообразное топливо воспламеняется от искры свечи зажигания (газовый цикл).

Топливный газ, как в первом, так и во втором случаях подается либо на вход турбокомпрессора, либо во всасывающие патрубки крышек цилиндров.

При переводе двигателя на газообразное топли-

во с требованием сохранения номинальной мощности обычно ставится задача добиться параметров рабочего процесса (в первую очередь максимальных давлений сгорания и температур газов в цилиндрах) близких к параметрам дизельного двигателя, что обеспечило бы надежную работу деталей цилиндропоршневой группы и турбокомпрессора.

Такая постановка задачи требует комплексного решения вопросов организации рабочего процесса. Однако на практике часто предпринимаются попытки выполнить эту задачу решением частных вопросов.

Цель статьи

Выполнить анализ конкретных работ из практики двигателестроения, связанных с переводом дизельных двигателей для работы на газообразном топливе. Дать предложения по улучшению рабочего процесса среднеоборотных двигателей, работающих на газе.

Результаты исследований

Для примера рассмотрим результаты испытаний при конвертировании на газовое топливо дизельных двигателей типа ЧН 25/34, проведенных на предприятии АООТ «Первомайскдизельмаш».

В качестве базового варианта для сравнения и анализа приняты параметры рабочего процесса номинального режима работы дизеля 6ЧН25/34 (смотри колонку 1, табл.1).

Для всех рассматриваемых вариантов работы двигателя на природном газе коэффициент избытка воздуха поддерживался на уровне 1,6 - 1,8. [3]с. 227.

Таблица 1. Параметры двигателя 6ЧН 25/34 при работе на дизельном и газообразном топливах

| № п/п | Наименование параметра | Дизельный двигатель | Газодизель | |
|-------|--|---------------------|-------------------------------------|--|
| | | Номер колонки | | |
| | | 1 | 2 | 3 |
| 1 | Нагрузка на генератор, кВт | 500 | 500 | 500 |
| 2 | Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹ | 500 | 500 | 500 |
| 2 | Максимальное давление сгорания, МПа | 9,9 | 8,6 | 9 |
| 3 | Средняя температура газов по цилиндрам, °С | 390 | 460 | 440 |
| 4 | Температура газов перед ТК, °С | 485 | 560 | 540 |
| 5 | Температура газов после ТК, °С | 370 | 460 | 430 |
| 6 | Степень сжатия | 12,5 | 12,5 | 12,5 |
| 7 | Способ воспламенения | Само воспламенение | Запальная порция дизельного топлива | Запальная порция дизельного топлива |
| 8 | Способ подачи газа | | На вход ТК | Через газовпускной клапан во всасывающий коллектор |

Продолжение табл. 1

| № п/п | Наименование параметра | Газовый двигатель | | | |
|-------|--|------------------------|--|------------------------|----------------------------------|
| | | Номер колонки | | | |
| | | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 1 | Нагрузка на генератор, кВт | 500 (417) | 480 (400) | 400 (333,3) | 400 (333,3) |
| 2 | Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹ | 600 | 600 | 600 | 600 |
| 2 | Максимальное давление сгорания, МПа | 7,4 | 7,7 | 6,3 | 6,8 |
| 3 | Средняя температура газов по цилиндрам, °С | 547 | 500 | 538 | 523 |
| 4 | Температура газов перед ТК, °С | 600 | 560 | 585 | 570 |
| 5 | Температура газов после ТК, °С | 550 | 500 | 530 | 520 |
| 6 | Степень сжатия | 10,5 | 10,5 | 10,5 | 10,5 |
| 7 | Способ воспламенения | Одна центральная свеча | Одна центральная свеча | Одна центральная свеча | Две свечи: центральная и боковая |
| 8 | Способ подачи газа | На вход ТК | Через газовпускной клапан во всасывающий коллектор | На вход ТК | На вход ТК |

В колонке 2 приведены результаты испытаний двигателя по газодизельному циклу с подачей газа на вход турбокомпрессора.

В двигателе сохранены поршни с камерой Гессельман и степень сжатия 12,5. Газ подавался на вход турбокомпрессора, где смешивался с воздухом и поступал по впускному коллектору в цилиндры. Давление газа на входе в турбокомпрессор равнялось атмосферному, а его расход определялся разрежением на входе компрессора турбокомпрессора.

Запальная доза дизельного топлива составила 12,8 г/(кВт·ч) или 6 % от удельного расхода дизельного двигателя. Часовой расход природного газа на номинальном режиме составил 148 $\text{нм}^3/\text{ч}$.

При таком варианте, несмотря на качественное смесеобразование, снизилось максимальное давление сгорания до 8,6 МПа, а температуры по цилиндрам, перед ТК и после него выросли на 70 - 90 $^{\circ}\text{C}$, что свидетельствует о снижении скорости сгорания топлива и переносе процесса сгорания на линию расширения. Если учесть, что в газодизеле в процесс сгорания вступает почти 100% цикловой подачи газа, охваченной факелами дизельного топлива, а в дизельном только 35-40% (лишь топливо, поданное за период задержки самовоспламенения, практически определяющее максимальное давление сгорания), то снижение скорости сгорания в газодизеле является существенным.

В следующем варианте (колонка 3) подача газа была перенесена во впускной канал цилиндровой крышки. Газ подавался через специальный управляемый клапан. Избыточное давление газа перед газоподающим клапаном поддерживалось на уровне 0,16 МПа, что позволило получить относительно высокие скорости впуска газа в цилиндры двигателя. Запальная доза дизельного топлива не изменялась.

В данном варианте максимальное давление сгорания повысилось до 9 МПа, а температуры отработавших газов на выходе из цилиндров снизились на

20-30 $^{\circ}\text{C}$, то есть процесс сгорания улучшился благодаря увеличению скорости потока на впуске.

В следующих вариантах испытывался газовый двигатель с воспламенением горючей смеси от искры свечи зажигания. В данном двигателе поршни с камерой Гессельман были заменены на поршни со сковородообразной формой днища. Свеча зажигания устанавливалась в центре крышки рабочего цилиндра. Для повышения мощности искрового разряда использовалась электронная система зажигания. При степени сжатия 12,5 на ряде режимов проявилась детонация, во избежание которой степень сжатия была снижена до 10,5. Так как при снижении степени сжатия нельзя было добиться требуемой мощности форсировкой рабочего процесса, частота вращения коленчатого вала была повышена до 600 мин^{-1} . Результаты испытаний приведены в колонке 4. В строке 1 в скобках указана мощность, приведенная к частоте вращения 500 мин^{-1} .

При воспламенении искрой свечи зажигания из-за снижения степени сжатия и увеличения частоты вращения коленчатого вала, уменьшающей продолжительность времени на процесс сгорания, максимальное давление сгорания на номинальном режиме уменьшилось до 7,4 МПа. При этом значительно выросли температуры газов на выпуске по цилиндрам и достигли 547 $^{\circ}\text{C}$, свидетельствуя, что процесс сгорания еще больше замедляется по отношению к газодизельному циклу. Это связано как со способом воспламенения смеси (искровым зажиганием), так и с сокращением времени цикла.

В следующем варианте (колонка 5) подача газа была перенесена во впускной канал цилиндровой крышки через управляемый газоподающий клапан. Избыточное давление газа перед газоподающим клапаном поддерживалось на уровне 0,175 МПа, что позволило увеличить скорость газа во впускном канале двигателя. Как следует, из приведенных данных параметры работы двигателя по сравнению с вариан-

том 4 улучшились: максимальное давление сгорания повысилось до 7,7 МПа, а температуры газа снизились на 47 °С.

Для оценки влияния количества очагов воспламенения на процесс сгорания были проведены эксперименты с одной и двумя свечами зажигания смеси. Одна свеча устанавливалась в центре крышки цилиндра, другая (по техническим возможностям) - на периферии крышки. При этом электрод свечи находился от доньшка поршня (при положении его в ВМТ) на расстоянии 25 мм.

В колонках 6 и 7 приведены результаты испытаний. При двух свечах зажигания не удалось достичь номинальной мощности из-за появившейся детонации при нагрузке 430 кВт. Поэтому все данные приведены на нагрузках, при которых детонация отсутствует. Причиной детонации явился перегрев поршня в зоне расположения второй свечи.

Таким образом, процесс сгорания улучшается при увеличении количества источников воспламенения. При установке двух свечей зажигания максимальное давление сгорания увеличилось до 6,8 МПа (вместо 6,3 МПа при одной свече) и на 15°С снизилась температура газов по цилиндрам.

Анализируя результаты испытаний (варианты 1 - 7), можно констатировать, что при переходе на газодизельный цикл температура газов по цилиндрам увеличилась по сравнению с дизельным циклом на 50-70 °С, при переходе на газовый цикл - на 110-157°С. Это обстоятельство естественно повлияло на такие показатели надежности двигателя как безотказность и долговечность, так как чугунные детали, образующие камеру сгорания двигателя, теряют работоспособность при таком увеличении температур.

Об этом свидетельствует резкое падение механических свойств серых легированных чугунов в интервале температур 400 - 500°С, показанное на рисунке. Чугунные детали, образующие камеру сгорания и работающие в условиях температур выше

400-450 °С, подвергаются также росту объема, являющегося следствием процессов разрыхления чугуна из-за его окисления, выделения графита и газов из твердого раствора. Повышение температуры нагрева и особенно многократное прохождение критического интервала температур резко увеличивает «рост» чугуна. Эти явления усиливаются отклонениями в качестве изготовления: неплотность материала, значительные графитовые включения, скопление газов в металле и так далее [1] с. 196.

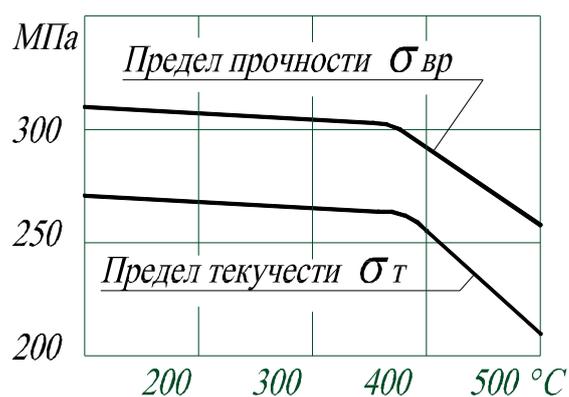


Рис. 1. Изменение механических свойств серого легированного чугуна в зависимости от температуры

Например, температура чугунных поршней дизелей ЧН25/34 с цилиндровой мощностью 90 кВт (колонка 1 в табл.1) при струйном охлаждении поршней маслом уже имеют температуру около 400 °С.

При создании на их базе газодизельных и чисто газовых двигателей при указанном выше увеличении температур по цилиндрам воздействие высоких температур и окислительной атмосферы приводит к появлению поверхностных трещин и последующему разрушению поршней. Аварии газовых двигателей 6ГЧН25/34 с разрушением поршней и втулок цилиндров в эксплуатации у потребителей являются тому подтверждением.

Таким образом, при конвертировании дизелей на газ проблемы перевода возникают из-за несовер-

шенства процессов смесеобразования, воспламенения и сгорания топлива.

Известно, что качество процесса смесеобразования и скорость сгорания в цилиндре двигателя зависят от суммарной кинетической энергии составляющих - воздуха и топлива, то есть, от турбулентности смеси. Турбулентность в цилиндре может создаваться как естественным путем, так и искусственно. Естественный путь – турбулизация, вызываемая мгновенным фазовым переходом капельного топлива в газообразное, что характерно для бензиновых двигателей, и искусственный путь – применение различного рода завихрителей, предкамер, вихревых камер, повышение энергии впрыска топлива форсунками, где присутствует турбулизация, как от впрыска, так и от фазового перехода и др. В дизельных двигателях, конвертируемых на газ, турбулизация смеси резко уменьшается (нет впрыска, нет фазовых переходов), что приводит к замедлению скорости сгорания топлива, т.е. переносу процесса сгорания на линию расширения.

Выводы и рекомендации

Из вышеизложенного можно сделать определенные выводы, в частности, о том, что при конвертировании дизельных двигателей на газ целесообразным является:

- реализация газодизельного цикла с подачей газа во всасывающий патрубок крышки цилиндра непосредственно над впускной клапан;

- конструктивное обеспечение вихревой закрутки, как газа, так и воздуха для обеспечения турбулизации смеси в момент ее воспламенения с целью повышения энергии смесеобразования. Практически это осуществимо применением вихрекамерного и предкамерного способов смесеобразования, различных завихрителей во впускных каналах и на клапанах, повышением скоростей газа и воздуха на впуске, обеспечением вихревых течений в цилиндре за

счет применения поршней с вытесняющим эффектом (камера Гессельман, камера в поршне ЦНИДИ и др.). С точки зрения создания вихревых течений камеры сгорания со сковородообразной формой доньшка являются неприемлемыми;

- использование для воспламенения газовой смеси впрыска жидкого топлива (газодизельный цикл), поскольку топливные факелы обеспечивают не только объемное воспламенение смеси, но и турбулизуют смесь, увеличивая скорость сгорания и уменьшая возможность детонации.

При искровом зажигании происходит локальное воспламенение смеси с распространением ударной волны и волны распространения пламени, что увеличивает время сгорания и в ряде случаев приводит к детонации.

При реализации газодизельного цикла в конвертируемых двигателях стремятся запальную дозу топлива довести до 3 – 6 % от цикловой подачи номинального режима. Целесообразность данного решения является спорной. Запальную дозу необходимо не минимизировать, а оптимизировать, создавая наилучшие условия для сгорания топлива – вихревые течения и объемное воспламенение.

Для уменьшения объема конструктивных переделок двигателя и, учитывая необходимость перевода двигателя с газодизельного цикла в дизельный и обратно, топливную аппаратуру иногда оставляют без изменений. В некоторых случаях незначительно уменьшают диаметры сопловых отверстий форсунок, но при этом уменьшается и дальноточность топливного факела, поэтому сохранить параметры номинального режима в дизельном варианте будет невозможно. Сама мысль впрыснуть запальную порцию дизельного топлива в 3 – 6 % от номинальной цикловой подачи штатной топливной аппаратурой является абсурдной, поскольку характеристики плунжерных пар при такой подаче только по технологическим возможностям изготовления будут отличаться

между собой настолько, что не будет обеспечена нормальная работа двигателя по газодизельному циклу (пропуски вспышек, неравномерная нагрузка по цилиндрам вплоть до перегрузки отдельных цилиндров и появления детонации), либо потребуются сложная селективная подборка плунжерных пар ТНВД. Расходные характеристики распылителей форсунок, рассчитанные на номинальную цикловую подачу топлива для дизельного варианта, также не обеспечат оптимальные параметры впрыска топлива при такой малой порции, и получить качественный распыл и дальнобойность факела при этом будет невозможно.

Поэтому для реализации рационального газодизельного цикла и обеспечения устойчивой работы двигателя в зависимости от требований, предъявляемых к работе газодизеля по дизельному циклу, возможны два пути:

1. При требовании обеспечения бесперебойной работы двигателя и работы по дизельному циклу на номинальной нагрузке необходимо обеспечение запальной порции на уровне устойчивой цикловой подачи, что для существующих конструкций ТНВД составляет 15...20 % от номинальной цикловой подачи. [3] с. 229

2. При требовании обеспечения выработки дешевой энергии и отсутствии необходимости работы по дизельному циклу необходимо обеспечение за-

пальной порции дизельного топлива менее 5...7 %. Для этого требуется замена штатной топливной аппаратуры на другую, обеспечивающую малые цикловые подачи, качественное распыливание топлива, дальнобойность факела, соответствующую параметрам камеры сгорания.

Целесообразно для подачи запальной порции дизельного топлива применить завоевавшую в последние годы всеобщее признание и широко распространенную на автомобильных дизельных двигателях аккумуляторную систему впрыска с электронным управлением, позволяющую независимо от цикловой подачи топлива обеспечивать давления впрыска до 160 МПа.

Список литературы:

1. Андриевский Н.А., Баранов С.М. и др. Под общей редакцией Ваншейдта В.А. Дизели. Справочное пособие конструктора. - М - Л.: ГНТИМЛ, 1957. – 442 с.
2. Генкин К.И. Газовые двигатели. - М.: Машиностроение, 1977.
3. Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. Под общей редакцией Орлина А.С., Круглова М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1985. – 455 с.