

КОНВЕРТАЦИЯ ДИЗЕЛЯ В ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С УМЕНЬШЕНИЕМ ФАКТИЧЕСКОЙ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

Тер-Мкртичян Г.Г.¹

¹Государственный научный центр Российской Федерации – Федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ)», (125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2), e-mail: georg@nami.ru

При конвертации дизеля в газовый двигатель для компенсации уменьшения мощности применяют наддув. Для предотвращения детонации снижают геометрическую степень сжатия, что вызывает уменьшение индикаторного КПД. Анализируются различия между геометрической и фактической степенями сжатия. Закрытие впускного клапана на одинаковую величину до или после НМТ вызывает одинаковое уменьшение фактической степени сжатия по сравнению с геометрической степенью сжатия. Дано сравнение параметров процесса наполнения при стандартной и укороченной фазе впуска. Показано, что раннее закрытие впускного клапана позволяет уменьшить фактическую степень сжатия, снижая порог детонации, сохраняя при этом высокую геометрическую степень сжатия и высокий индикаторный КПД. Укороченный впуск обеспечивает рост механического КПД за счет снижения давления насосных потерь.

Ключевые слова: дизель, газовый двигатель, геометрическая степень сжатия, фактическая степень сжатия, фазы газораспределения, индикаторный КПД, механический КПД, детонация, насосные потери.

CONVERSION OF DIESEL ENGINE TO A GAS ENGINE WITH THE ACTUAL COMPRESSION RATIO DECREASING

Ter-Mkrtichian G.G.¹

¹State research Centre of Russian Federation – “Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute (NAMI)”, (125438, Moscow, 2, Avtomotornaya st.), e-mail: georg@nami.ru

For converting diesel engine to a gas engine use the supercharging to compensate the power reduction. To prevent detonation reduce the geometric compression ratio, which causes a decrease in the indicate efficiency. Analyzed the differences between the geometric and the actual compression ratio. Closing the inlet valve at the same value before or after the BDC causes an equal decrease in the actual compression ratio in comparison with a geometric compression ratio. Comparing the filling process parameters when the standard and shortened the suction stroke. It is shown that the early closing of the inlet valve allows you to reduce the actual compression ratio, reducing the detonation limit, while maintaining a high geometric compression ratio and high indicate efficiency. Shortened intake provides increase mechanical efficiency by reducing pumping losses.

Keywords: diesel engine, gas engine, geometric compression ratio, actual compression ratio, timing phases, indicate efficiency, mechanical efficiency, detonation, pumping losses.

В последнее время достаточно широкое применение в грузовых автомобилях и автобусах находят газовые двигатели, конвертируемые из дизелей путем доработки головки блока цилиндров с заменой форсунки на свечу зажигания и оснащения двигателя аппаратурой подачи газа во впускной трубопровод, или во впускные каналы [1; 3]. Для предотвращения детонации степень сжатия понижают, как правило, дорабатывая поршень.

Газовый двигатель априори имеет меньшую мощность и худшую топливную экономичность по сравнению с базовым дизелем. Снижение мощности газового двигателя объясняется уменьшением наполнения цилиндров топливоздушную смесь за счет замещения части воздуха газом, имеющим больший объем по сравнению с жидким топливом. Для компенсации снижения мощности применяют наддув, что требует

дополнительного снижения степени сжатия. При этом уменьшается индикаторный КПД двигателя, сопровождающийся ухудшением топливной экономичности.

В качестве базового двигателя для конвертации на газ был выбран дизель семейства ЯМЗ-536 (6ЧН10,5/12,8) с геометрической степенью сжатия $\varepsilon=17,5$ и номинальной мощностью 180 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2300 мин^{-1} .

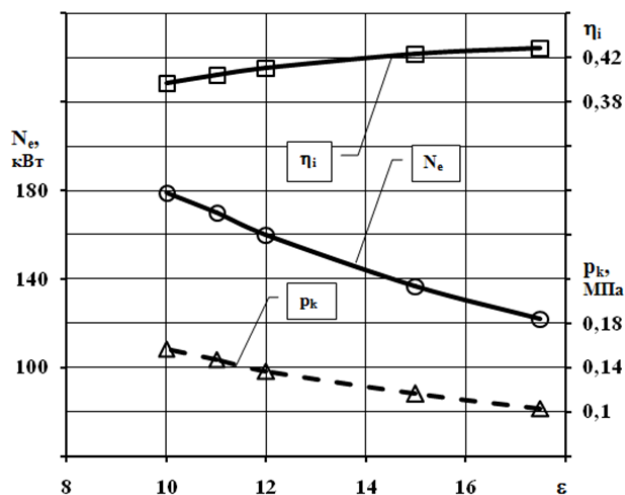


Рис. 1. Зависимость максимальной мощности газового двигателя от степени сжатия (граница детонации).

На рисунке 1 приведена зависимость максимальной мощности газового двигателя от степени сжатия (граница детонации). В конвертированном двигателе при стандартных фазах газораспределения заданная номинальная мощность 180 кВт без детонации может быть обеспечена только при значительном снижении геометрической степени сжатия с 17,5 до 10, вызывающем ощутимое уменьшение индикаторного КПД.

Избежать детонации без снижения или при минимальном снижении геометрической степени сжатия, а значит и минимальном уменьшении индикаторного КПД позволяет реализация цикла с ранним закрытием впускного клапана. В этом цикле впускной клапан закрывается до прихода поршня к НМТ. После закрытия впускного клапана при движении поршня к НМТ газовоздушная смесь сначала расширяется и охлаждается и только после прохождения поршнем НМТ и его движения к ВМТ начинает сжиматься. Потери наполнения цилиндров компенсируются за счет повышения давления наддува.

Основными задачами исследований являлось выявление возможности конвертации современного дизеля в газовый двигатель с внешним смесеобразованием и количественным регулированием с сохранением высоких мощности и топливной экономичности базового дизеля. Рассмотрим некоторые ключевые моменты подходов к решению поставленных задач.

Геометрическая и фактическая степени сжатия

Начало процесса сжатия совпадает с моментом закрытия впускного клапана φ_a . Если это происходит в НМТ, то фактическая степень сжатия ε_{ϕ} равна геометрической степени сжатия ε . При традиционной организации рабочего процесса впускной клапан с целью улучшения наполнения за счет дозарядки закрывается через $20-40^\circ$ после НМТ. При реализации цикла с укороченным впуском впускной клапан закрывается до НМТ. Поэтому в реальных двигателях фактическая степень сжатия всегда меньше геометрической степени сжатия.

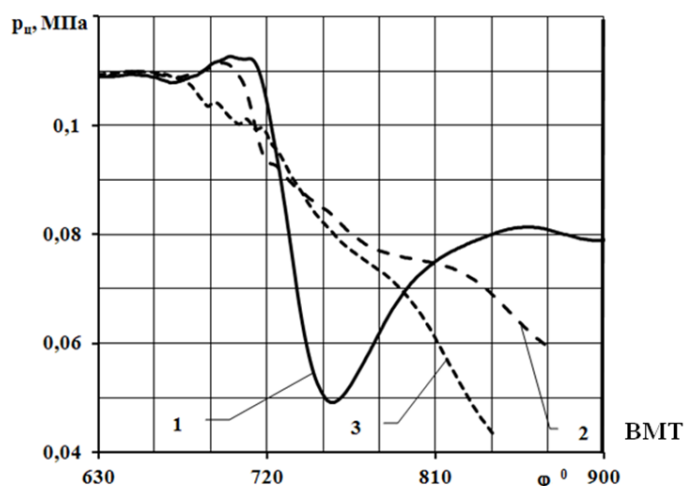
Закрытие впускного клапана на одинаковую величину либо до, либо после НМТ вызывает одинаковое уменьшение фактической степени сжатия по сравнению с геометрической степенью сжатия. Так, например, при изменении φ_a на 30° до или после НМТ фактическая степень сжатия уменьшается приблизительно на 5% [4].

Изменение параметров рабочего тела в процессе наполнения

При проведении исследований были сохранены стандартные фазы выпуска, а фазы впуска менялись за счет вариации угла закрытия впускного клапана φ_a . В этом случае при раннем закрытии впускного клапана (до НМТ) и сохранении стандартной продолжительности впуска ($\Delta\varphi_{\text{вн}}=230^\circ$) впускной клапан пришлось бы открывать задолго до ВМТ, что вследствие большого перекрытия клапанов неизбежно привело бы к чрезмерному росту коэффициента остаточных газов и нарушениям в протекании рабочего процесса. Поэтому раннее закрытие впускного клапана потребовало значительного уменьшения продолжительности впуска до 180° .

На рисунке 2 приведена диаграмма давления заряда в процессе наполнения в зависимости от угла закрытия впускного клапана до НМТ. Давление в конце наполнения p_a ниже давления во впускном трубопроводе, причем понижение давления тем больше, чем раньше до НМТ закрывается впускной клапан.

При закрытии впускного клапана в ВМТ температура заряда в конце наполнения T_a несколько выше температуры во впускном трубопроводе T_k . При более раннем закрытии впускного клапана температуры сближаются, и при $\varphi_a > 35...40^\circ$ ПКВ заряд в ходе наполнения не нагревается, а охлаждается.



1 – $\varphi_a=0^\circ$; 2 – $\varphi_a=30^\circ$; 3 – $\varphi_a=60^\circ$.

Рис. 2. Влияние угла закрытия впускного клапана на изменение давления в процессе наполнения.

Оптимизация фазы впуска на режиме номинальной мощности

При прочих равных условиях наддув или повышение степени сжатия в двигателях с внешним смесеобразованием ограничиваются одним и тем же явлением – возникновением детонации. Очевидно, что при одинаковом коэффициенте избытка воздуха и одинаковых углах опережения зажигания условия возникновения детонации соответствуют определенным значениям давления p_c и температуры T_c заряда в конце сжатия, зависящим от фактической степени сжатия [5].

При одинаковой геометрической степени сжатия и, следовательно, одинаковом объеме сжатия отношение p_c/T_c однозначно определяет количество свежего заряда в цилиндре. Отношение давления рабочего тела к его температуре пропорционально плотности. Поэтому фактическая степень сжатия показывает, на сколько увеличивается плотность рабочего тела в процессе сжатия. На параметры рабочего тела в конце сжатия, кроме фактической степени сжатия, существенное влияние оказывают давление и температура заряда в конце наполнения, определяемые протеканием процессов газообмена, в первую очередь процесса наполнения.

Рассмотрим варианты двигателя с одинаковой геометрической степенью сжатия и одинаковой величиной среднего индикаторного давления, один из которых имеет стандартную продолжительность впуска ($\Delta\varphi_{вн}=230^\circ$), а в другом впуск укорочен ($\Delta\varphi_{вн}=180^\circ$), параметры которых представлены в таблице 1. В первом варианте впускной клапан закрывается через 30° после ВМТ, а во втором варианте впускной клапан закрывается за 30° до ВМТ. Поэтому фактическая степень сжатия ε_ϕ у двух вариантов с поздним и ранним закрытием впускного клапана одинакова.

Таблица 1

Параметры рабочего тела в конце наполнения для стандартного и укороченного впуска

$\Delta\varphi_{вн}, ^\circ$	$\varphi_a, ^\circ$	$P_k, \text{МПа}$	$T_k, \text{К}$	$P_a, \text{МПа}$	$T_a, \text{К}$	$\rho_a, \text{кг/м}^3$
230	30 за НМТ	0,2	313	0,216	366	2,05
180	30 до НМТ	0,3	313	0,191	325	2,05

Среднее индикаторное давление при неизменной величине коэффициента избытка воздуха пропорционально произведению индикаторного КПД на количество заряда в конце наполнения. Индикаторный КПД при прочих равных условиях определяется геометрической

степенью сжатия, которая в рассматриваемых вариантах одинакова. Поэтому индикаторный КПД также может быть принят одинаковым [5].

Количество заряда в конце наполнения определяется произведением плотности заряда на впуске на коэффициент наполнения $\rho_{к\eta_v}$. Использование эффективных охладителей наддувочного воздуха позволяет поддерживать температуру заряда во впускном трубопроводе примерно постоянной независимо от степени повышения давления в компрессоре. Поэтому примем в первом приближении, что плотность заряда во впускном трубопроводе прямо пропорциональна давлению наддува.

В варианте со стандартной продолжительностью впуска и закрытием впускного клапана после НМТ коэффициент наполнения на 50% выше, чем в варианте с укороченным впуском и закрытием впускного клапана до НМТ.

При уменьшении коэффициента наполнения для поддержания среднего индикаторного давления на заданном уровне необходимо пропорционально, т.е. на те же 50%, увеличить давление наддува. При этом в варианте с ранним закрытием впускного клапана и давление, и температура заряда в конце наполнения будут на 12% ниже, чем соответствующие давление и температура в варианте с закрытием впускного клапана после НМТ. В связи с тем что в рассматриваемых вариантах фактическая степень сжатия одинакова, давление и температура конца сжатия в варианте с ранним закрытием впускного клапана также будут на 12% ниже, чем при закрытии впускного клапана после НМТ.

Таким образом, в двигателе с укороченным впуском и закрытием впускного клапана до НМТ при сохранении неизменным среднего индикаторного давления можно ощутимо снизить вероятность возникновения детонации по сравнению с двигателем, имеющим стандартную продолжительность впуска и закрытие впускного клапана после НМТ.

В таблице 2 дано сравнение параметров вариантов газового двигателя при работе на номинальном режиме.

Параметры вариантов газового двигателя

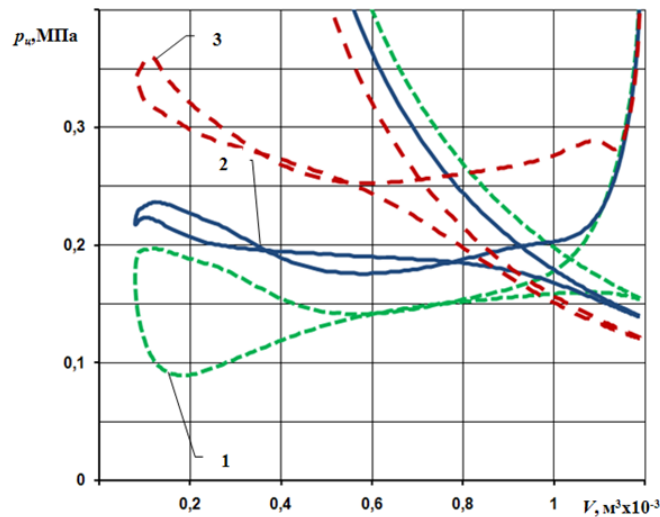
№ варианта	1	2	3
Степень сжатия ε	10,0	15,0	15,0
Открытие впускного клапана φ_s , ° ПКВ	21	30	60
Закрытие впускного клапана φ_a , ° ПКВ	37	30 до НМТ	60 до НМТ
Степень повышения давления в компрессоре π_k	1,65	2,41	3,44
Давление насосных потерь $p_{нт}$, МПа	0,024	0,019	0,054
Давление механических потерь p_m , МПа	0,177	0,172	0,205
Коэффициент наполнения η_v	0,907	0,611	0,418
Индикаторный КПД η_i	0,397	0,426	0,426
Механический КПД η_m	0,889	0,891	0,872
Эффективный КПД η_e	0,353	0,380	0,373
Давление начала сжатия p_a , МПа	0,174	0,147	0,155
Температура начала сжатия T_a , К	368	326	312

На рисунке 3 представлены диаграммы газообмена при различных углах закрытия впускного клапана и одинаковой продолжительности наполнения, а на рисунке 4 даны диаграммы газообмена при одинаковой фактической степени сжатия и разной продолжительности наполнения.

На режиме номинальной мощности угол закрытия впускного клапана $\varphi_a=30^\circ$ до НМТ фактическая степень сжатия $\varepsilon_\phi=14,2$ и степень повышения давления в компрессоре $\pi_k=2,41$. При этом обеспечивается минимальный уровень насосных потерь. При более раннем закрытии впускного клапана в связи со снижением коэффициента наполнения требуется существенно увеличить давление наддува на 43% ($\pi_k=3,44$), что сопровождается значительным ростом давления насосных потерь.

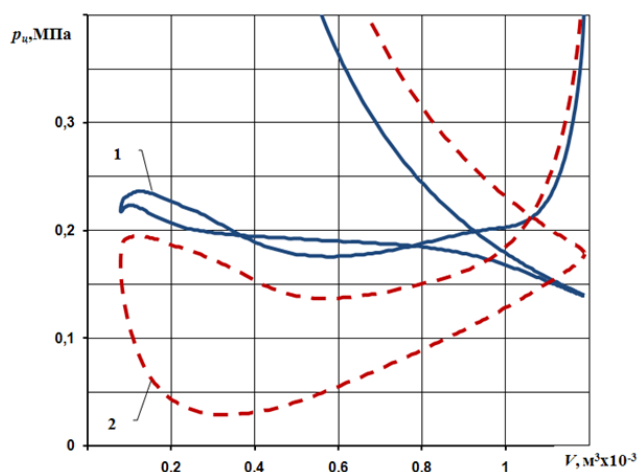
При раннем закрытии впускного клапана температура заряда в начале такта сжатия T_a , вследствие его предварительного расширения, на 42 К ниже по сравнению с двигателем со стандартными фазами впуска.

Внутреннее охлаждение рабочего тела, сопровождающееся отбором части теплоты от наиболее горячих элементов камеры сгорания, снижает риск детонации и калильного зажигания. Коэффициент наполнения уменьшается на треть. Появляется возможность работать без детонации со степенью сжатия 15, против 10 при стандартной продолжительности впуска.



1 – $\varphi_a=0^\circ$; 2 – $\varphi_a=30^\circ$; 3 – $\varphi_a=60^\circ$.

Рис. 3. Диаграммы газообмена при различных углах закрытия впускного клапана.



1 – $\varphi_a=30^\circ$ до ВМТ; 2 – $\varphi_a=30^\circ$ за ВМТ.

Рис. 4. Диаграммы газообмена при одинаковой фактической степени сжатия.

Время-сечение впускных клапанов двигателя можно изменять, регулируя высоту их подъема. Одним из возможных технических решений является разработанный в ГНЦ НАМИ механизм управления высотой подъема впускного клапана [2]. Большой перспективой обладают разработки гидроприводных устройств независимого электронного управления открытием и закрытием клапанов, основанные на принципах, промышленно реализованных в аккумуляторных топливных системах дизелей [6].

Несмотря на повышение давления наддува и более высокую степень сжатия в двигателе с укороченным впуском ввиду раннего закрытия впускного клапана и, следовательно, более низкого давления начала сжатия, среднее давление в цилиндре не увеличивается. Поэтому также не увеличивается и давление трения. С другой стороны, при укороченном впуске ощутимо (на 21%) уменьшается давление насосных потерь, что приводит к росту механического КПД.

Реализация более высокой степени сжатия в двигателе с укороченным впуском вызывает рост индикаторного КПД и в сочетании с некоторым увеличением механического КПД сопровождается повышением эффективного КПД на 8%.

Заключение

Результаты проведенных исследований свидетельствуют о том, что раннее закрытие впускного клапана позволяет в широких пределах манипулировать коэффициентом наполнения и фактической степенью сжатия, снижая порог детонации без уменьшения индикаторного КПД. Укороченный выпуск обеспечивает рост механического КПД за счет снижения давления насосных потерь.

Список литературы

1. Каменев В.Ф. Перспективы улучшения токсических показателей дизельных двигателей автотранспортных средств массой более 3,5 т / В.Ф. Каменев, А.А. Демидов, П.А. Щеглов // Труды НАМИ : сб. науч. ст. – М., 2014. – Вып. № 256. – С. 5–24.
2. Никитин А.А. Регулируемый привод клапана впуска рабочей среды в цилиндр двигателя : Пат. 2476691 Российская Федерация, МПК F01L1/34 / А.А. Никитин, Г.Е. Седых, Г.Г. Тер-Мкртчян; заявитель и патентообладатель ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», опубл. 27.02.2013.
3. Тер-Мкртчян Г.Г. Двигатель с количественным бездрессельным регулированием мощности // Автомобильная промышленность. - 2014. - № 3. – С. 4-12.
4. Тер-Мкртчян Г.Г. Научные основы создания двигателей с управляемой степенью сжатия : дис. докт. ... техн. наук. - М., 2004. – 323 с.
5. Тер-Мкртчян Г.Г. Управление движением поршней в двигателях внутреннего сгорания. – М. : Металлургиздат, 2011. – 304 с.
6. Тер-Мкртчян Г.Г. Тенденции развития аккумуляторных топливных систем крупных дизелей / Г.Г. Тер-Мкртчян, Е.Е. Старков // Труды НАМИ : сб. науч. ст. – М., 2013. – Вып. № 255. – С. 22–47.

Рецензенты:

Каменев В.Ф., д.т.н., профессор, ведущий эксперт, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва.

Сайкин А.М., д.т.н., начальник управления, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва.