
**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ,
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 621.43:536.25

**ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРА “ЖАРОВОЙ ПОЯС ПОРШНЯ–ГИЛЬЗА”
НА ТЕПЛООБМЕН В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ ИСПОЛЬЗУЕМОГО ТОПЛИВА****© 2022 г. Р. Э. Кавтарадзе^{1,*}, Д. О. Онищенко¹, А. С. Голосов¹,
А. А. Зеленцов¹, Ж. Чэн², Г. Ж. Сахвалдзе³**¹ *Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия*² *Пекинский технологический институт, Пекин, Китай*³ *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия***e-mail: kavtaradzerz@mail.ru*

Поступила в редакцию 05.07.2021 г.

После доработки 08.10.2021 г.

Принята к публикации 20.10.2021 г.

В ряде экспериментальных работ, касающихся сравнительного анализа процессов теплообмена в водородном и бензиновом двигателях, подтверждается заметное повышение тепловых потерь в случае применения водорода. Не отрицая влияния более высоких значений скорости распространения пламени и температуры при сгорании водорода, способствующего интенсификации конвективного теплообмена в камере сгорания, в настоящей статье показано, что в случае использования водорода в качестве топлива, основная причина заключается в проникновении пламени в зазор между жаровым поясом поршня и гильзой. Представлен анализ этого явления на основе теории гашения пламени Я.Б. Зельдовича. По результатам измерения нестационарного теплового потока в зазоре, а также 3D-моделирования теплофизических процессов в камере сгорания и теплового состояния поршня экспериментального бензинового двигателя, конвертированного на водород, дано разъяснение феномена относительного повышения тепловых потерь в водородном двигателе, существование которого ранее было показано экспериментально без теоретического обоснования.

Ключевые слова: зазор, поршень–гильза, водородный двигатель, теплообмен, 3D-моделирование, измерение теплового потока

DOI: 10.31857/S0235711922010047

Поршневые двигатели, непосредственно связанные с глобальными проблемами современной цивилизации – с экологической и энергетической проблемами, в настоящее время имеют самый высокий КПД среди всех типов тепловых двигателей и занимают господствующее положение в качестве автономных источников энергии на наземном и водном транспорте. В связи с этим применение альтернативных, экологических топлив более целесообразно, чем использование альтернативных энергоустановок, которые, как правило, по эффективности и надежности заметно уступают традиционным двигателям.

Наиболее перспективным из альтернативных топлив в настоящее время, безусловно, считается водород, который как моторное топливо имеет замечательные теплофизические свойства, его запасы практически не ограничены, а применение приводит к полной декарбонизации продуктов сгорания [1, 2]. Исследования последних лет по конвертированию на водород серийных двигателей, работающих на традиционных

нефтяных топливах, как с самовоспламенением [2–4], так и принудительным зажиганием [5–7], а также разработки новых концепций двигателя [8] и его отдельных компонентов [9, 10], указывают на ряд особенностей рабочего процесса в водородных двигателях. К таким особенностям относятся типичные для водородного двигателя потери мощности и относительно высокие тепловые потери.

Снижение мощности по сравнению с базовым бензиновым двигателем, работающим на стехиометрической смеси, вызвано необходимостью в случае водорода ограничиться обедненными смесями, что, прежде всего, делается с целью предотвращения аномальных процессов сгорания, какими являются детонация, преждевременное воспламенение и обратный выброс [11, 12]. С другой стороны, широкие концентрационные пределы воспламенения водорода и высокая скорость его сгорания по сравнению с углеводородными топливами, позволяющие качественное регулирование состава смеси, по сравнению с бензиновым двигателем на 10–15% повышают эффективный КПД [1].

Процессы теплообмена в камере сгорания, в частности повышение тепловых потерь по сравнению с двигателями, работающими на углеводородном топливе, несмотря на очевидную актуальность, в водородных двигателях пока еще недостаточно исследованы. В ряде экспериментальных работ, где приводится сравнительный анализ процессов теплообмена в бензиновом и водородном двигателях, отмечается, что при водороде тепловые потери имеют тенденцию увеличения по сравнению с бензиновым двигателем. В частности, в [5, 6] установлено, что при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_v = 1.0$ в водородном двигателе эти потери на 25% выше. Это приводит к тому, что при использовании известных, хорошо апробированных на традиционных двигателях зависимостей для коэффициента теплоотдачи, например, α -формулы Вошни, требуется введение коэффициентов коррекции, заметно влияющих на конечный результат. Не отрицая правомерность такого подхода, подкрепленного экспериментальными данными, следует отметить, что требуется теоретическая интерпретация причины данного явления.

В настоящей статье выдвигается и методами математического моделирования и непосредственного измерения локальной нестационарной плотности теплового потока доказываемая гипотеза, что решающую роль в увеличении тепловых потерь в водородном двигателе играют процессы, протекающие в узком зазоре между жаровым поясом поршня и гильзой (далее будет применено сокращенное название “зазор”), расположенном над верхним компрессионным кольцом поршня. Есть все основания полагать, что пламя при горении традиционных топлив (бензина, дизельного топлива) в указанном зазоре гаснет, и теплообмен в нем блокируется, а водородное пламя проникает в зазор и инициирует в нем довольно интенсивный теплообмен. Другими словами, в случае углеводородных топлив внутренняя площадь зазора из общей площади теплообмена камеры сгорания исключается, а в случае водорода — она является площадью конвективного теплообмена.

Краткая характеристика экспериментального водородного двигателя. Исследуемый водородный двигатель является конвертированной на водород модификацией серийного, 4-цилиндрового, атмосферного ДВС с электронным, многоточечным впрыскиванием бензина во впускную систему CA20 производства автомобильной компанией Чанань (КНР). Основные технические данные экспериментального двигателя, конвертированного на водород, приведены в табл. 1. Заметим, что экспериментальный водородный двигатель сохраняет практически все основные конструктивные параметры базового бензинового двигателя без существенных изменений. Незначительные изменения, связанные с обеспечением нужной массы водорода, имеющего относительно низкую плотность, заключаются в установке во впускной системе двух инжекторов на один цилиндр для впрыскивания водорода.

Таблица 1. Основные технические данные экспериментального водородного двигателя

Параметр	Значение
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра/ход поршня, D/S , мм/мм	86/86
Длина шатуна, l , мм	142.8
Степень сжатия, ϵ	10
Система охлаждения	Жидкостная
Номинальная мощность, N_e , кВт, (при частоте вращения n , мин^{-1})	60 (при $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$)
Максимальный крутящий момент, $M_{кр}$, Н м (при частоте вращения n , мин^{-1})	111 (при $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$)

На рис. 1 приведена твердотельная модель поршня экспериментального двигателя с указанием площади жарового пояса поршня (выделено маркером).

Величина зазора, т.е. расстояние между жаровым поясом поршня и внутренней поверхностью гильзы над верхним компрессионным кольцом для такого двигателя в холодном состоянии равен $l_c \approx 0.8 \text{ мм}$, а на горячем двигателе $l_h \approx 0.2 \text{ мм}$.

Гашение пламени в зазоре “жаровой пояс поршня–гильза”. Процессы распространения и гашения пламени в узких щелях, а также в окрестностях относительно холодных стенок камеры сгорания являются причиной образования не сгоревших углеводородов $СН$ в поршневых двигателях. Экспериментально были определены значения критических размеров гашения пламени, при которых возникают несгоревшие углеводороды $СН$ [13]. Установлено так же, что в камере сгорания бензинового двигателя гашение пламени происходит: 1) при его приближении к холодным стенкам; 2) в зазорах вследствие сильного охлаждения его фронта; 3) вследствие малой скорости перемещения его фронта в процессе расширения (при резком падении температуры).

С целью снижения содержания $СН$ в продуктах сгорания современных двигателей, работающих на углеводородных топливах, наблюдается тенденция сокращения объема зазора путем снижения высоты жарового пояса поршня (рис. 1).

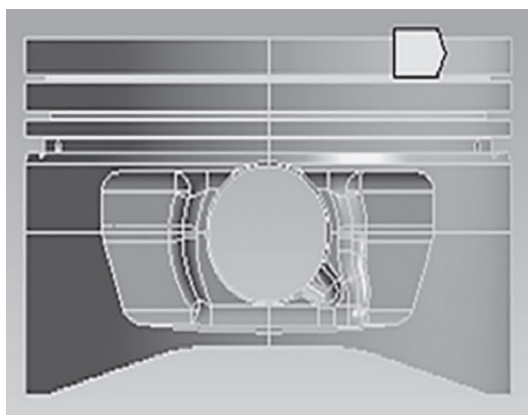


Рис. 1. Конструкция поршня исследуемого бензинового двигателя, конвертированного на водород (высота жарового пояса поршня, выделенного маркером, составляет 5.5 мм).

Явление гашения пламени в водородных двигателях исследуется с применением теории распространения и гашения пламени в узких круглых каналах с диаметром d , предложенной Я.Б. Зельдовичем, установившим, что на пределе гашения пламени число Пекле принимает постоянное значение, т.е. соблюдается условие: $Pe = \text{const}$. Для гашения пламени, происходящего около стенки камеры сгорания и в зазоре между жаровым поясом поршня и гильзой за верхним компрессионным кольцом, условие Я.Б. Зельдовича, согласно [14] запишется в виде

$$Pe_{\text{кр}1,2} = \frac{\rho c_p u}{\lambda} l_{\text{кр}1,2} = \text{const}, \quad (1)$$

где индексы 1 и 2 соответственно указывают на оба случая (стенка и зазор) гашения пламени, а $l_{\text{кр}1}$ и $l_{\text{кр}2}$ представляют собой критические размеры – расстояние до стенки и линейный размер зазора соответственно; ρ , c_p , u и λ – плотность, теплоемкость при постоянном давлении, скорость и теплопроводность рабочего тела, соответственно.

Постоянство числа Пекле $Pe_{\text{кр}} = \text{const}$ (1) на пределе гашения пламени можно доказать, согласно Я.Б. Зельдовичу, опираясь на теорию размерности и подобия: с уменьшением диаметра d круглого канала теплоотдача единицы объема интенсифицируется из-за увеличения отношения поверхности к объему (d^{-1}). Одновременно интенсифицируется теплообмен, отнесенный к единице поверхности. Допуская, что число Нуссельта $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \approx \text{const}$, получаем, что коэффициент теплоотдачи α пропорционален

d^{-1} . Считая температуру газа T и энергию активации E , характеризующие тепловыделение в пламени, относительно мало меняющимися от случая к случаю, Я.Б. Зельдович пришел к выводу, что на пределе составленное из нормальной скорости пламени и число Pe имеет постоянное значение, названное критическим [14].

Экспериментальные исследования теплофизических процессов в цилиндрах поршневых двигателей позволили установить, что критическими значениями числа Пекле, приводящими к гашению бензинового пламени, являются: на стенке $Pe_{\text{кр}1} = 8$ и в зазоре $Pe_{\text{кр}2} = 40$ [13]. При этом $l_1/l_2 = 0.2$, а сами критические размеры имеют порядок

$$\begin{cases} \text{Для стенки:} & 0.02 \text{ мм} < l_{\text{кр}1} < 0.2 \text{ мм}, \\ \text{Для зазора:} & 0.1 \text{ мм} < l_{\text{кр}2} < 1.0 \text{ мм}. \end{cases} \quad (2)$$

С другой стороны, исходя из приблизительной оценки порядка чисел Нуссельта и Рейнольдса, можно принять, что толщина термического пограничного слоя у поверхности камеры сгорания $\delta_T \approx 1$ мм [13, 15]. Тогда следует, что пламя гасится при температуре, которая гораздо ближе к температуре стенки T_w , чем к температуре газа. Горение водорода характеризуется более высокой скоростью распространения и более коротким размером гашения пламени (РГП): при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_v = 1$ скорость распространения водородного пламени примерно в шесть раз превышает скорость пламени при сгорании углеводородных топлив (бензина, дизельного топлива, метана) [1]. При этом, указывается, что в случае распространения пламени, например, в круглой трубе величина критического диаметра в случае бензина и водорода составляет 2.5 мм и 0.6 мм соответственно [1]. Естественно, такое 4-кратное отличие в критических РГП, приводит к отличию процессов теплообмена в зазоре в водородном и бензиновом двигателях.

В нашем случае, имея конкретную конструкцию цилиндропоршневой группы бензинового серийного двигателя, конвертированного на водород, целесообразно провести сравнительный анализ и оценить влияние существующего зазора между жаровым поясом поршня и поверхностью гильзы на процесс теплообмена в зазоре и на тепло-

вое состояние поршня, как в случае сгорания водорода, так и в случае сгорания традиционного топлива (бензина или дизельного топлива). Задача в такой постановке раньше не решалась и, очевидно, что она имеет практическое значение, особенно при конвертировании серийных бензиновых двигателей и дизелей на водород.

На основе экспериментальных данных (2) для двигателей, работающих на углеводородных топливах, критический РГП можно принять $l_{крCH} \approx 0.5$ мм, тогда на основе аналогии с вышеприведенными данными в случае конвертирования этих двигателей на водород будем иметь $l_{крH} \approx 0.125$ мм. Характерный размер зазора между поверхностями жарового пояса поршня, высота которого составляет 5.5 мм, и гильзы над верхним компрессионным кольцом для исследуемого двигателя (табл. 1) в холодном состоянии равен $l \approx 0.8$ мм, а на горячем двигателе $l \approx 0.2$ мм. Для работающего двигателя соблюдается условие

$$l_{крCH} > l > l_{крH2}, \quad (3)$$

показывающее, что при работе исследуемого двигателя на углеводородном топливе имеет место гашение пламени в зазоре, а в случае использования водорода в зазоре пламя распространяется. Очевидно, что условия теплообмена в зазоре, а вследствие и тепловые нагрузки на поршень, существенно будут меняться в зависимости от применяемого топлива.

Значит, относительные тепловые потери в стенку цилиндра водородного двигателя будут больше по сравнению с бензиновым двигателем, тем самым можно объяснить явление, наблюдаемое Т. Shudo и др. при экспериментальном исследовании водородного двигателя [5, 6].

На рис. 2 приведен результат измерения плотности нестационарного теплового потока в зазоре, полученный на быстроходном автомобильном дизеле КамАЗ-7405. Это является экспериментальным доказательством того, что в случае углеводородного топлива конвективный теплообмен в зазоре между жаровым поясом поршня и гильзой из-за отсутствия пламени блокируется. Заметим, что размер зазора на таком двигателе в горячем состоянии $l = 0.4$ мм. Принцип работы используемого датчика теплового потока, его преимущества по сравнению с поверхностными термопарами и пленочными термометрами сопротивления, обычно применяемыми для измерения тепловых потоков в камерах сгорания поршневых двигателей, а также особенности его установки на поверхности теплообмена движущегося поршня изложены в [15]. Датчик теплового потока был расположен на поверхности жарового пояса поршня в зазоре прямо над канавкой верхнего кольца на расстоянии 15 мм от огневого днища поршня (рис. 2), т.е. там, где согласно (3), учитывая размер зазора, пламя при горении углеводородного (в данном случае дизельного) топлива не проникает. На рис. 2 приведено изменение плотности теплового потока в течение одного рабочего цикла: в начале (процесс наполнения) в зазор попадает свежий заряд (воздух), температура которого ниже температуры поверхности зазора, и тепловой поток имеет отрицательный знак, т.е. направлен от поверхности к воздуху в зазоре. Дальше воздух в зазоре нагревается в результате поршневого сжатия, а после впрыскивания дизельного топлива и самовоспламенения, т.е. после теплового взрыва в основном объеме камеры сгорания – в результате сжатия от расширенных продуктов сгорания. Очевидно, что температура воздуха в зазоре растет и в районе ВМТ становится равной температуре стенки (в этот момент мгновенное значение теплового потока $q_w = 0$ и дальше он меняет направление).

В процессе сгорания-расширения пламя в зазор не проникает, однако газы в зазоре нагреваются от горячих стенок и от сжатия, вызванного резким повышением давления после начала сгорания в основном объеме камеры. Результирующее за рабочий цикл значение теплового потока (сумма отрицательных и положительных значений) несущественно отличается от нуля, более того, теплота, подводимая от рабочего тела к поверхности жарового пояса поршня, меньше (правда, незначительно, рис. 2), чем от-

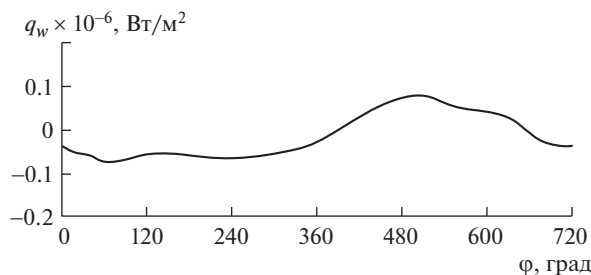


Рис. 2. Изменение плотности нестационарного локального теплового потока на жаровой пояс поршня дизеля КамАЗ-7405. Режим работы: $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 163 \text{ кВт}$, размер зазора “жаровой пояс поршня–гильза” на горячем двигателе $l = 0.4 \text{ мм}$. $\varphi = 360^\circ$ соответствует ВМТ.

водимая. Суммарные за цикл тепловые потери в зазоре при использовании углеводородного топлива незначительны, что указывает на отсутствие пламени в нем. При моделировании теплонапряженного состояния поршней двигателей, работающих на углеводородном топливе, при задании термических граничных условий на поверхности жарового пояса задают либо нулевые, либо небольшие значения плотностей теплового потока [15], т.к. только в таком случае достигается соответствие расчетных и экспериментальных значений локальных температур поршня в районе верхнего кольца.

Влияние гашения пламени в зазоре “жаровой пояс поршня–гильза” на тепловое состояние поршня водородного двигателя. Определение термических граничных условий для моделирования теплового состояния поршня на исследуемых режимах работы экспериментального водородного двигателя в настоящей статье осуществляется методом 3D-моделирования внутрицилиндровых процессов. Модель подробно описана в [1, 15, 16] и основана на фундаментальных уравнениях переноса количества движения (Навье–Стокса), энергий (Фурье–Кирхгофа), диффузии (Фика) и неразрывности, записанных в форме Рейнольдса и дополненных моделями: турбулентности (k - ζ - f -модель), горения (Extended Coherent Flame Model ECFM-модель – расширенная модель когерентного пламени) и теплообмена в пограничном слое. Последняя основана на пристеночных функциях, модифицированных с учетом специфики протекания внутрицилиндровых процессов в поршневых двигателях [15, 16]. В результате определяются термические граничные условия в виде локальных нестационарных значений коэффициентов теплоотдачи $\alpha(\varphi)$ и температур рабочего тела за пределами термического пограничного слоя $T_\infty(\varphi)$, т.е. термические граничные условия III рода. Переход от нестационарных термических граничных условий $\alpha(\varphi)$ и $T_\infty(\varphi)$ к эквивалентным стационарным граничным условиям для определения стационарного теплонапряженного состояния поршня на конкретном режиме работы осуществляется с использованием среднего за рабочий цикл коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ и результирующей температуры

$$T_{\infty \text{рез}} \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\int_0^{720} \alpha T_\infty d\varphi}{\int_0^{720} \alpha d\varphi}, \quad (4)$$

где $\varphi = 0^\circ$ момент начала, а $\varphi = 720^\circ$ – момент окончания рабочего цикла четырехтактного двигателя [15]. Заметим, что результирующая температура, когда коэффициент избытка воздуха $\alpha_B = \text{idem}$, в водородном двигателе выше, чем в бензиновом, что со-

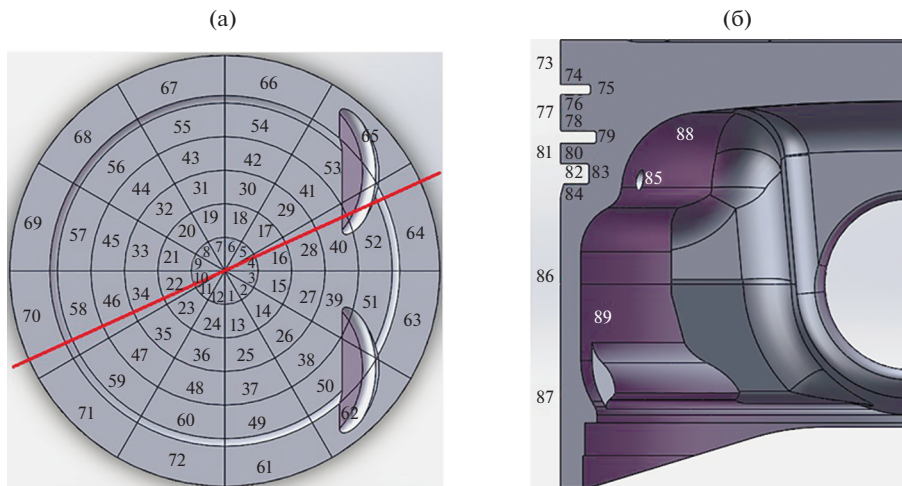


Рис. 3. Расположение зон на огневой (а) и боковой (б) поверхностях поршня (зона 73 – поверхность жарового пояса поршня).

здает благоприятное условие для прямого превращения энтальпии отработавших газов в электрическую энергию [17].

Численные эксперименты по моделированию термических граничных условий и стационарных температурных полей поршня проводились для всего диапазона режимов работы двигателя.

Очевидно, что проникновение пламени в зазор между поверхностями жарового пояса поршня и гильзы над верхним компрессионным кольцом изменяет термические граничные условия на указанных поверхностях по сравнению со случаем отсутствия (гашения) пламени в зазоре (рис. 2). В связи с этим, наличие или отсутствие пламени имитировались соответствующими процессам теплообмена, граничными условиями в зазоре, и поэтому исследование влияния гашения пламени на тепловое состояние поршня водородного двигателя предусматривало проведение численных экспериментов для двух разных случаев граничных условий на поверхности жарового пояса поршня.

На рис. 3 приведено расположение локальных зон на поверхности огневого днища, а также на боковой и внутренней поверхности поршня, где зона 73 представляет собой поверхность его жарового пояса (рис. 1). С целью оценки роли гашения пламени в процессе теплообмена в камере сгорания и оценки теплового состояния поршня водородного двигателя были проведены два варианта численных экспериментов:

1. Пламя водородно-воздушной смеси в зазор не проникает, т.е. имеет место гашение пламени. Тогда, согласно экспериментальным данным (рис. 2), среднее за цикл значение теплового потока на поверхности жарового пояса поршня $\bar{q}_w \approx 0$. При решении краевой задачи теплопроводности соответствующее граничное условие 3-го рода имеет вид $\bar{\alpha} \approx 0$. Граничные условия ($\bar{\alpha}$ и $T_{\infty \text{рез}}$) на огневой поверхности задаются для каждой зоны (рис. 3) по результатам моделирования рабочего процесса, протекающего в цилиндре. В качестве примера рассматривается режим работы двигателя: частота вращения коленчатого вала $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, коэффициент избытка воздуха $\alpha_b = 1.641$, угол опережения зажигания $\varphi_{\text{заж}} = 15^\circ$.

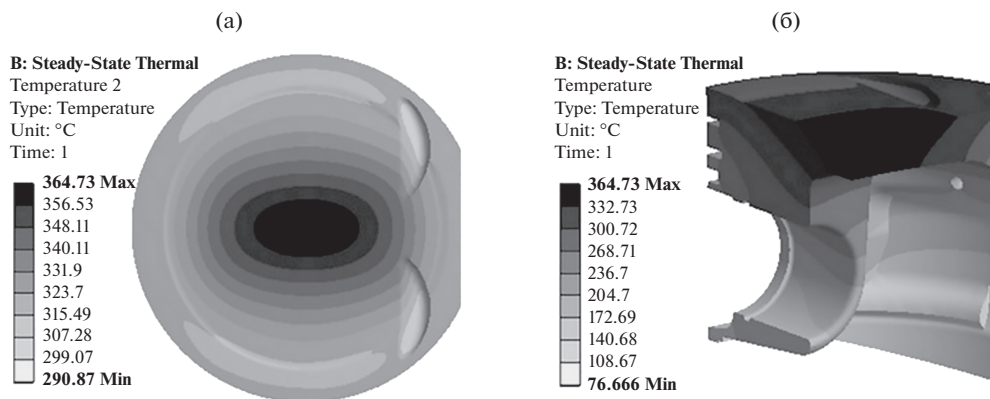


Рис. 4. Тепловое состояние поршня водородного двигателя на режиме $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha_B = 1.641$, $\varphi_{\text{заж}} = 15^\circ$ с нулевыми граничными условиями ($\bar{\alpha} \approx 0$) на поверхности жарового пояса, имитирующими гашение пламени: (а) – огневое днище поршня; (б) – сечение поршня вертикальными плоскостями. Локальная максимальная температура на поверхности огневого днища поршня достигает $T_{w\text{max}} = 365^\circ\text{C}$.

2. Пламя водородно-воздушной смеси проникает в зазор, т.е. в щели идут процессы сгорания, тепловыделения и теплообмена. Интенсивность теплоотдачи на поверхности жарового пояса поршня в первом приближении можно задавать примерно такую, как на периферийной зоне 70 огневого днища поршня (рис. 3), определенную по результатам моделирования рабочего процесса. На исследуемом режиме работы двигателя соответствующие граничные условия имеют значения $\bar{\alpha} = 789 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ и $T_{\infty\text{рез}} = 1165$.

Результаты моделирования теплового состояния поршня водородного двигателя для случаев при гашении и без гашения пламени, полученные с помощью программного комплекса ANSYS, приведены на рис. 4 и 5.

Сравнение этих результатов показывает: **1)** при проникновении водородно-воздушного пламени в зазор между жаровым поясом поршня и гильзой по сравнению со случаем гашения пламени, имеющим место в базовом бензиновом двигателе, поршень получает дополнительный подвод теплоты и нагревается больше. При этом максимальная локальная температура поршня, наблюдаемая в центральной части огневого днища, растет с $t_{w\text{max}} = 365^\circ\text{C}$ до $t_{w\text{max}} = 385^\circ\text{C}$, а в области верхнего компрессионного кольца с $t_{\text{БК}} = 269^\circ\text{C}$ до $t_{\text{БК}} = 316^\circ\text{C}$. В любом случае, при применении синтетического смазочного масла возникает опасность его выгорания и задира поршня; **2)** при проникновении пламени в зазор существенно растет температура поршня на периферии, в частности, на кромке огневого днища (рис. 5, в середине). При этом ее значение приравнивается к температуре самой нагретой центральной части огневого днища. В случае гашения пламени такая картина не наблюдается (рис. 4); **3)** в случае гашения пламени площадью теплообмена между рабочим телом и поверхностью стенок цилиндра является внутренняя площадь текущего объема цилиндра. В случае проникновения пламени в зазор, к этой площади добавляется площадь внутренней поверхности зазора, что при интенсивной теплоотдаче со стороны проникшего пламени увеличивает тепловые потери в стенку, повышая при этом локальные температуры в характерных областях поршня водородного двигателя.

Таким образом, результаты непосредственного измерения нестационарного теплового потока (рис. 2), являющиеся доказательством гашения пламени при использовании традиционного топлива и соответствующие результаты моделирования теплового

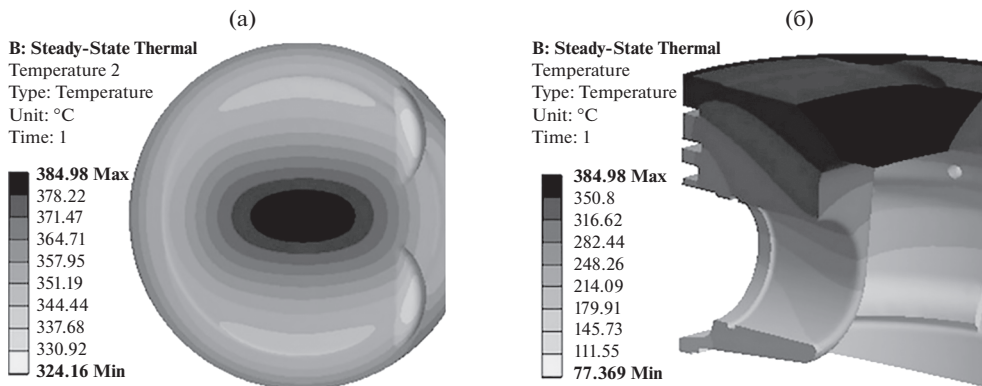


Рис. 5. Тепловое состояние поршня водородного двигателя на режиме $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha_B = 1.641$, $\phi_{\text{зжж}} = 15^\circ$ с граничными условиями ($\bar{\alpha} = 789 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ и $T_{\infty \text{рез}} = 1165^\circ\text{С}$) на поверхности жарового пояса, имитирующими проникновение пламени в щели: (а) – огневое днище поршня, (б) – сечение поршня вертикальными плоскостями. Локальная максимальная температура на поверхности огневого днища поршня достигает $T_{\text{wmax}} = 385^\circ\text{С}$.

состояния поршня (рис. 4, 5), раскрывают явление, наблюдаемое при экспериментальных исследованиях [5, 6] – увеличение тепловых потерь в стенку камеры сгорания водородного двигателя по сравнению с его базовым бензиновым вариантом.

На примере для исследуемой конструкции поршня (рис. 1, 3) площадь огневой поверхности $F_{\text{wp}} = 5805.86 \text{ мм}^2$, а площадь поверхности жарового пояса $F_1 = 1485.22 \text{ мм}^2$, т.е. последняя составляет 20% от общей тепловоспринимающей поверхности поршня. Очевидно, что, не включая в расчет теплообмен в зазоре между поршнем и гильзой над верхним компрессионным кольцом, практически пренебрегают наличием примерно 20% площади тепловоспринимающей поверхности поршня. Таким образом, теплоотдача в стенки от высокотемпературной горючей смеси водорода с воздухом, т.е. тепловые потери, с учетом проникновения пламени в зазор будут примерно на 20% больше по сравнению с бензиновым пламенем, который не проникает в зазор. Заметим, что утверждение находится в соответствие с экспериментальными данными Т. Shudo и др. [5, 6].

Заключение. Важным конструктивным фактором, влияющим на локальный теплообмен в камере сгорания и на тепловое состояние поршня водородного двигателя, является зазор между поверхностями жарового пояса поршня и гильзы выше верхнего компрессионного кольца. В настоящей статье предложена и доказана по результатам измерения локального нестационарного теплового потока на поверхности жарового пояса поршня и моделирования теплового состояния поршня гипотеза, что проникновение водородно-воздушной пламени в зазор приводит к дополнительной отдаче тепла к поршню, т.е. к повышению тепловых потерь при замене традиционных моторных топлив (бензина и дизельного топлива, а также природного газа) на водород. Последний факт, неоднократно наблюдаемый в экспериментальных исследованиях разных авторов, однако не имеющий до настоящего времени научного обоснования, впервые детально исследован путем моделирования и обоснован на основе предложенной гипотезы.

Для бензинового двигателя, конвертированного на водород, установлено, что критическое (предельное) значение расстояния гашения пламени водородно-воздушной

смеси, т.е. величина зазора (щели), куда не может проникнуть пламя $l_{кр\ H_2} \approx 0.125$ мм, что почти в два раза меньше по сравнению с зазором на исследуемом экспериментальном двигателе в горячем состоянии ($l \approx 0.2$ мм). Очевидно, что в таком случае в зазоре имеет место горение водорода, сопровождаемое интенсивным теплообменом. В случае бензино-воздушной смеси $l_{кр\ бенз} \approx 0.5$ мм, что значительно больше зазора в горячем экспериментальном двигателе ($l \approx 0.2$ мм), пламя в зазоре гаснет, т.е. сгорание бензина отсутствует, а температура смеси и интенсивность конвективной теплоотдачи падает. Очевидно, что тепловые потери в стенку камеры сгорания в этом случае будут меньше, чем в водородном двигателе.

В результате проведенного анализа мы приходим к разъяснению феномена повышения тепловых потерь в водородном двигателе, существование которого ранее было показано только экспериментально без теоретического обоснования.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Козлов С.И., Фатеев В.Н. Водородная энергетика: современное состояние, проблемы, перспективы / Под ред. Е.П. Велихова. М.: Газпром ВНИИГАЗ, 2009. 520 с.
2. Kavtaradze R., Natriashvili T., Gladyshev S. Hydrogen-Diesel Engine: Problems and Prospects of Improving the Working Process // SAE (Society of Automotive Engineers, USA) Technical Paper 2019-01-0541, 2019. P. 15.
3. Cernat A., Pana C., Negurescu N., Lazaroiu G., Nutu C., Fuiiorescu D. Hydrogen – An Alternative Fuel for Automotive Diesel Engines Used in Transportation // MDPI, Sustainability. 2020. № 12. P. 1.
4. Babayev R., Andersson A., Dalmau A.S., Im Hong G., Johansson B. Computational Characterization of Hydrogen Direct Injection and Nonpremixed Combustion in a Compression-Ignition Engine // International Journal of Hydrogen Energy. 2021. P. 16.
5. Shudo T., Hiroyuki S. Applicability of heat transfer equations to hydrogen combustion // JSAE Review, 2002. № 23. P. 303.
6. Shudo T. Improving thermal efficiency by reducing cooling losses in hydrogen combustion engines // International Journal of Hydrogen Energy. 2007. № 32. P. 4285.
7. Laiminger St., Url M., Payrhuber K., Schneider M. Wasserstoff für Gasmotoren – Kraftstoff der Zukunft // MTZ. 2020. № 5. P. 66.
8. Cech M., Knape M., Wilfert T., Reiser Ch. Der abgasfreie Wasserstoff-Kreislaufmotor // MTZ. 2021. № 4. P. 44.
9. Bobusch B., Ebert T., Fink A., Nett O. Düse zur oszillierenden Direkteinblasung im H₂-Verbrennungsmotor // MTZ. 2021. № 7–8. P. 42.
10. Koch D.T., Esser E., Kureti S., Sousa A. H₂-DeNO_x-Katalysator für H₂-Verbrennungsmotoren // MTZ. 2020. № 6. P. 32.
11. Duan Junfa, Liu Fushui, Sun Baigang. Backfire control and power enhancement of a hydrogen internal combustion engine // International Journal of Hydrogen Energy. 2014. V. 39. P. 4581.
12. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей. Киев: Изд-во Наукова думка, 1984. 143 с.
13. Merker G., Schwarz Ch., Stiesch G., Otto F. Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden: Teubner-Verlag, 2006. P. 410.
14. Зельдович Я.Б. Теория предела распространения тихого пламени. В книге: Я.Б. Зельдович. Избранные труды. Химическая физика и гидродинамика. М.: Изд-во “Наука”, 1984. 374 с.
15. Кавтарадзе П.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях (3-е издание). М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016, 515 с.
16. Rosenberger M., Delner M., Kluge M., Tarantik K.R. Fahrzeugintegration eines thermoelektrischen Generators // MTZ Motortechnische Zeitschrift. 2016. V. 77 (4). P. 38.