

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ С УЧЕТОМ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ

*В.В. Иванов, адъюнкт,
Д.В. Шабалин, д.т.н., профессор,
А.П. Проговоров, ст. помощник начальника учебно-методического отдела,
Омский автобронетанковый инженерный институт*

Предложена математическая модель для описания процессов в камере сгорания дизельного двигателя на основе уравнения теплового баланса рабочего тела. Указанная модель учитывает температуру газов в момент начала сжатия, коэффициент избытка воздуха и показатели состояния рабочего тела в момент начала впрыска топлива, что позволяет решать сопряженные задачи расчета процессов наполнения и сжатия, а также, теплообмена со стенками камеры сгорания. Расчет параметров рабочего процесса в камере сгорания выполнен с помощью методики CFD-расчета (Computational Fluid Dynamics — вычислительная газовая динамика), что позволило провести детальный анализ зависимости показателей топливной экономичности двигателя и тепломеханической нагруженности деталей, образующих камеру сгорания, от температуры охлаждающей жидкости.

Известно, что температура охлаждающей жидкости (ОЖ) влияет практически на все процессы, протекающие в системах и механизмах двигателя. Так, например, при низкой температуре ОЖ снижается температура сжатия, увеличивается период задержки воспламенения топлива и показатели рабочего процесса выходят за пределы оптимальных значений [1, 2]. Кроме того, из-за роста максимального давления газов в камере сгорания (КС) увеличиваются механические нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ), растет скорость их изнашивания и накопления повреждений, возрастают уровни шума и вибрации двигателя, выбросов вредных веществ с отработавшими газами. С другой стороны, увеличение температуры ОЖ может привести к росту тепловых нагрузок в некоторых деталях двигателя, например, гильзы цилиндра. Также существенным фактором является максимальная величина теплоотдачи в систему охлаждения, от которой зависят массогабаритные показатели силовой установки.

Для теоретического исследования влияния температуры ОЖ на протекание рабочего цикла

двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и, как следствие, на его топливно-экономические показатели была поставлена цель: разработать математическую модель рабочего процесса дизеля с регулируемой температурой охлаждающей жидкости.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать математическую модель и методику расчета процессов теплообмена рабочего тела со стенками КС, учитывающей возможность регулирования температуры ОЖ;

- разработать методику CFD-расчета процессов в КС дизеля.

Тепловой баланс рабочего тела в КС описывается дифференциальным уравнением [3, 4]:

$$\frac{dH}{dt} + \frac{dG}{dt} \cdot u(\bar{T}, \bar{C}) + \frac{dQ_{\text{fuel}}}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} + \frac{dU}{dt} + P \cdot \frac{dV}{dt} = 0, \quad (1)$$

где dH/dt — поток энтальпии через органы газообмена; dG/dt — поток массы через органы газообмена; u — удельная внутренняя энергия газа; T — температура газа; C — вектор концентрации компонентов газа; dQ_{fuel}/dt — энергия, выделяющаяся при сгорании топлива; dQ_w/dt — потери энергии теплоотдачей через стенки КС; dU/dt — изменение внутренней энергии газа; P — давление газа; V — объем газа; t — время.

При моделировании процессов в КС необходимо определить влияние температуры ОЖ на взаимосвязанные величины dQ_{fuel}/dt и dQ_w/dt .

Энергия, выделяющаяся при сгорании топлива:

$$\frac{dQ_{\text{fuel}}}{dt} = \frac{dx}{dt} \cdot G_f \cdot H_u, \quad (2)$$

где x — доля сгоревшего топлива; G_f — масса топлива, впрыснутого в КС; H_u — низшая теплота сгорания топлива.

Согласно И.И. Вибе [5], относительная скорость тепловыделения при сгорании топлива определяется по уравнению

$$\frac{dx}{dt} = 6,908 \frac{m+1}{t_z} \left(\frac{t-t_{\text{SOC}}}{t_z} \right)^m e^{-6,908 \left(\frac{t-t_{\text{SOC}}}{t_z} \right)^{m+1}}, \quad (3)$$

где t_{soc} — момент воспламенения топлива; t_z — условная продолжительность сгорания топлива; m — показатель, характеризующий развитие процесса сгорания.

Недостаток уравнения И.И. Вибе состоит в том, что не учитывается влияние текущей температуры газов, зависящей от условий теплообмена, на динамику тепловыделения. Для определения t_z и m используют либо эмпирические данные, либо формулы, полученные на основе таких данных. Например, Г. Вошни и Ф. Аниситс предложили уравнения [6]

$$t_z = t'_z \cdot \left(\frac{\alpha'}{\alpha}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^{0,5}; \quad (4)$$

$$m = m' \cdot \left(\frac{\tau'_i}{\tau_i}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{P_{IVC}}{P'_{IVC}}\right) \cdot \left(\frac{T'_{IVC}}{T_{IVC}}\right) \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^{0,3}, \quad (5)$$

где (') — референсные условия; α — коэффициент избытка воздуха; n — частота вращения коленчатого вала; τ_i — период задержки воспламенения; P_{IVC} и T_{IVC} — давление и температура газов в КС в момент закрытия впускных клапанов соответственно.

Момент начала воспламенения топлива и, соответственно, период задержки воспламенения могут быть определены с применением формул, разработанных на основе уравнения С. Аррениуса. Например, Г. Вошни и Ф. Аниситс рекомендуют использовать уравнение Х. Волфера [7]:

$$\tau_i = 3,45 \cdot P_{SOI}^{-1,022} \cdot e^{\frac{2100}{T_{SOI}}}, \quad (6)$$

где P_{SOI} и T_{SOI} — давление и температура газов в КС в момент начала впрыска топлива.

Уравнения (5) и (6) включают величину температуры газов в момент начала сжатия, коэффициент избытка воздуха и показатели состояния рабочего тела в момент начала впрыска топлива, тем самым позволяют учесть влияние условий теплообмена на динамику тепловыделения.

В настоящее время существует большое количество теоретически обоснованных и экспериментально подтвержденных кинетических механизмов окисления топлива различной степени детализации [8–10], выбор из которых зависит от задач исследования.

Наиболее точным и, в то же время, самым трудоемким методом расчета рабочего процесса в КС в настоящее время является CFD-метод (Computational Fluid Dynamics — вычислительная газовая динамика) определения пространственно-распределенных показателей состояния рабочего тела. CFD-модели основаны на решении уравнений Навье-Стокса [11] движения и неразрывности вязкой ньютоновской сжимаемой жидкости:

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \cdot \vec{v} \right) = -\nabla \cdot p + \eta \cdot \Delta \vec{v} + \left(\zeta + \frac{\eta}{3} \right) \cdot \nabla \cdot \text{div } \vec{v}; \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0, \quad (8)$$

где η — коэффициент динамической вязкости; ζ — объемная вязкость; \vec{v} — вектор скоростей и теплопроводности [12]:

$$\frac{\partial u}{\partial t} - a^2 \cdot \nabla^2 \cdot u = f(r, t) \quad (9)$$

где u — функция температуры; a — коэффициент температуропроводности; r — координата; $f(r, t)$ — функция тепловых источников.

Для определения влияния теплового состояния двигателя на показатели рабочего процесса в КС необходимо задать граничные условия 3-го рода: температуру стенок и коэффициент теплоотдачи от них к рабочему телу.

Стенки КС образуются тремя основными деталями: гильзой цилиндра, днищем головки цилиндра и поршнем, которые имеют термический контакт между собой, с блоком ДВС, жидкостью в системе охлаждения, масляной пленкой в трибосопряжениях цилиндра-поршневой группы, картерными газами. Головка блока и блок двигателя обмениваются теплом с окружающей средой. На рис. 1 показана схема тепловых потоков, которые учитываются в разрабатываемой математической модели и методике расчета процессов теплообмена рабочего тела со стенками КС.

Детальный анализ зависимостей показателей топливной экономичности двигателя и тепломеханической нагруженности деталей образующих КС от температуры ОЖ выполнялся с приме-

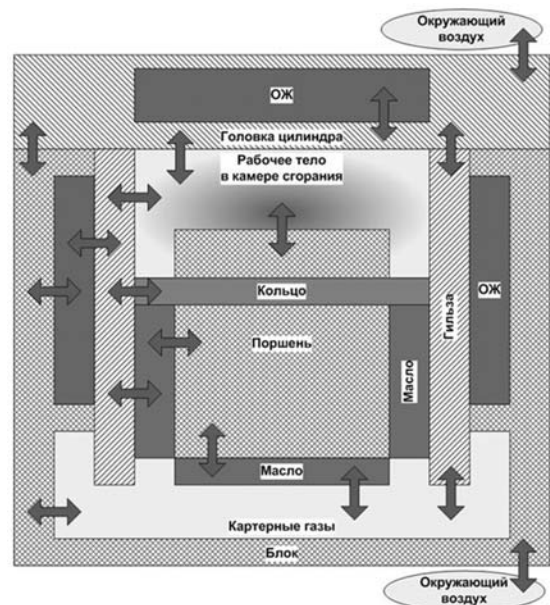


Рис. 1. Схема тепловых потоков (↔) между рабочим телом и деталями поршневого ДВС

Таблица 1

Начальные условия для CFD-расчета рабочих процессов в КС двигателя В-92С2

n, об/мин	Параметр	N, %				
		100	75	50	25	0
2000	P, Па	370 000	339 167	308 333	277 500	246 667
	T, К	529,8	485,7	441,5	397,4	353,2
	G _{гр} , кг	3,04·10 ⁻⁵	2,43·10 ⁻⁵	1,82·10 ⁻⁵	1,22·10 ⁻⁵	6,08·10 ⁻⁶
1800	P, Па	337 033	313 878	290 724	267 569	244 415
	T, К	497,3	463,7	430,1	396,6	363,0
	G _{гр} , кг	3,24·10 ⁻⁵	2,58·10 ⁻⁵	1,93·10 ⁻⁵	1,26·10 ⁻⁵	6,08·10 ⁻⁶
1600	P, Па	304 067	288 591	273 115	257 639	242 163
	T, К	464,8	441,8	418,8	395,8	372,8
	G _{гр} , кг	3,44·10 ⁻⁵	2,73·10 ⁻⁵	2,03·10 ⁻⁵	1,32·10 ⁻⁵	6,08·10 ⁻⁶
1400	P, Па	271100	263303	255506	247709	239912
	T, К	432,3	419,9	407,4	395,0	382,6
	G _{гр} , кг	3,65·10 ⁻⁵	2,89·10 ⁻⁵	2,13·10 ⁻⁵	1,37·10 ⁻⁵	6,08·10 ⁻⁶

Примечание: G_{гр} — масса топлива, впрыскиваемого в расчетную область (1/8 от цикловой подачи).

нием CFD-модели [13]. Расчеты проводились для серийно выпускаемого дизельного двигателя В-92С2 производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак» (г. Челябинск). План полного факторного эксперимента по оценке влияния температуры ОЖ на показатели ДВС включал варьирование:

- цикловой подачи — от соответствующей режиму 100 %-ной нагрузки до нулевой нагрузки, шаг — 25 % (5 точек);
- частоты вращения — от 2000 до 1400 об/мин, шаг — 200 об/мин (4 точки);
- температуры ОЖ — от 130 °С (403 К) до 70 °С (343 К), шаг — 15 К (5 точек).

Итого — 100 расчетных точек. Минимальные и максимальные значения варьируемых параметров выбирались исходя из технического описания двигателя В-92С2.

Прямым CFD-расчетом определялись следующие основные показатели:

- полезная работа газов в течение одного цикла (значения показателя от момента открытия выпускных клапанов до открытия впускных клапанов линейно аппроксимировалось);
- параметры состояния газов в КС и его компонентный состав;
- газодинамические характеристики газов в КС (скорость потока, кинетическая энергия турбулентности, ее диссипация и т. д.);
- сопряженные граничные условия для КС (температура стенки, механическая нагрузка и т. д.) и параметры пограничного слоя.

При этом были приняты следующие упрощения и допущения [14]:

- детали, образующие стенки КС, являются плоскими, недеформируемыми, их свойства изотропны;
- кривизной гильзы цилиндра пренебрегаем, считая, что ее линейный размер в перпендикулярном оси цилиндра направлении равен длине образующей окружности, проведенной через середину (по толщине) стенки;
- масляная пленка между поршнем и гильзой цилиндра и на нижней поверхности поршня имеет постоянную толщину, температуру и изотропные свойства, течение пленки в любых направлениях не учитывается;
- особенности теплообмена через поршневые кольца учитываются путем корректировки коэффициентов теплоотдачи от гильзы к масляной пленке и от масляной пленки к поршню.

Начальные условия в КС определялись по результатам термодинамического расчета процессов в газоздушном тракте с применением программы ICE R&D [15] для момента времени, соответствующего закрытию впускных клапанов (табл. 1). Граничные условия на стенках КС определялись путем сопряженного расчета газодинамических

процессов в КС и теплопередачи через ее стенки. Геометрия деталей образующих КС была упрощена до одномерной изотропной стенки равной толщины, количество слоев (узлов в радиальном направлении) — 5. Коэффициент теплоотдачи от деталей КС к ОЖ определялся по формуле Зоннекена:

$$\alpha_{\text{ОЖ}} = 350 + 2100 \cdot v_{\text{ОЖ}}^{0,5}. \quad (10)$$

Для CFD-расчета использовались некоммерческие общедоступные коды OpenFOAM [17] с кинетическим механизмом горения суррогатного дизельного топлива (нормальный гептан — 29 реагентов и 52 реакции) [16]. Внешний вид расчетной геометрии показан на рис. 2.

Для визуализации результатов применялось некоммерческое программное обеспечение ParaView [18].

В табл. 2 приведены 3D изображения полей температуры газов в сегменте КС в диапазоне от 500 до 2500 К. Сравнивая эти изображения, различия можно и не заметить, поэтому в табл. 3 масштаб температур был увеличен в 50 раз путем сокращения отображаемого диапазона до 760–800 К. Кроме того, в табл. 3 приведены только

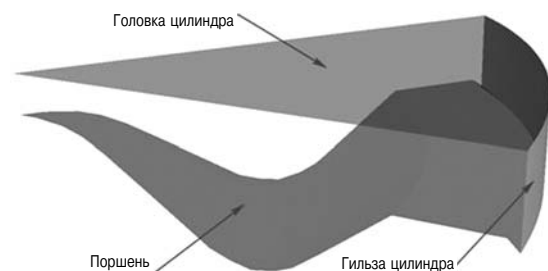


Рис. 2. Расчетная геометрия (поршень в положении ВМТ)

Таблица 2

Температура газов в КС на режиме холостого хода
($n = 2000$ об/мин)

Угол ПКВ, град	$T_{cool} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$			$T_{cool} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$		
	5,0e+02	1000	1500	2000	2,5e+03	T, K
54						
70						
90						

Примечание: угол ПКВ указан от начала расчета (60 град ПКВ до ВМТ)

Таблица 3

Температура газов около стенок КС на режиме холостого хода
($n = 2000$ об/мин)

Угол ПКВ, град	$T_{cool} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$			$T_{cool} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$		
	7,6e+02	770	780	790	8,0e+02	T, K
54						
70						
90						

локальные значения температур газов вблизи стенок КС.

Как следует из табл. 3, увеличение температуры ОЖ с 70 до 130 °С влечет рост локальных температур газов примерно на 20–30 К вблизи гильзы цилиндра и на 10–20 К вблизи огневого днища головки цилиндра. Около поверхности

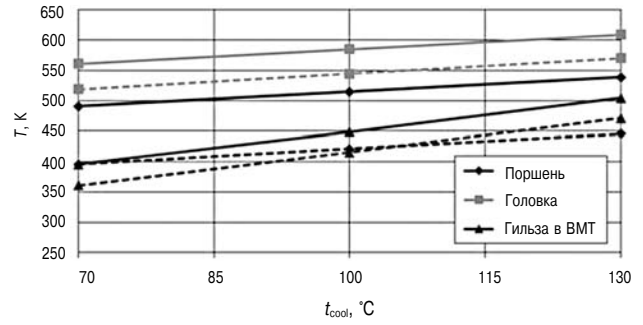


Рис. 3. Зависимость средней температуры деталей, образующих стенки КС, от температуры ОЖ ($n = 2000$ об/мин):

— — режим максимальной мощности;
- - - - режим холостого хода

поршня разница температур практически не заметна из-за существенно более высокой теплопроводности материала поршня (273,0 Вт/(м·К) против 80,2 Вт/(м·К) у гильзы и 63,9 Вт/(м·К) у головки).

На рис. 3 показано влияние температуры ОЖ на среднюю температуру деталей, образующих стенки КС.

Линейный характер графиков соответствует данным других исследователей [19]. Несмотря на ожидаемый рост температур поверхностей со

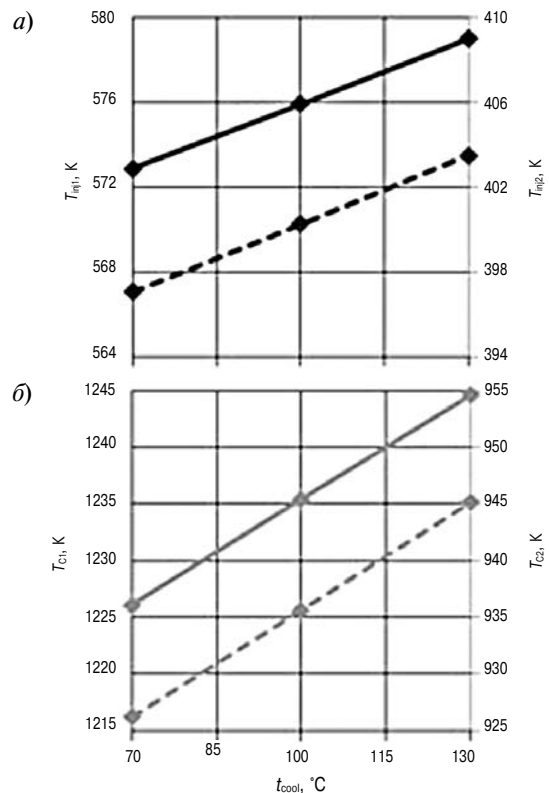


Рис. 4. Зависимость температуры газов в КС в моменты начала впрыска (а) и горения (б) от температуры ОЖ:

— — режим максимальной мощности;
- - - - режим холостого хода

стороны газов, перепад температур, следовательно, и температурные напряжения в поршне и головке цилиндра уменьшаются, что будет способствовать повышению их надежности. Изменение давления газов на стенки гильзы не столь существенно и может не учитываться (не более 0,3 %).

В объеме КС разница температур становится меньше, тем не менее, в момент впрыскивания топлива (рис. 4) она составляет примерно 5 К, что оказывает влияние на процессы смесеобразования (рис. 5), динамику тепловыделения (рис. 6) и индикаторные диаграммы давления газов в КС (рис. 7), коэффициент теплоотдачи от стенок к газам в КС (рис. 8).

Максимальное давление газов в КС при повышении температуры ОЖ от 70 до 130 °С при $n = 2000$ об/мин на режиме максимальной мощности увеличивается с 14,186 до 14,230 МПа

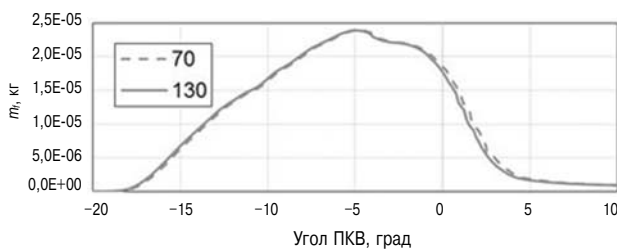


Рис. 5. Динамика испарения топлива при различной температуре ОЖ на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин)

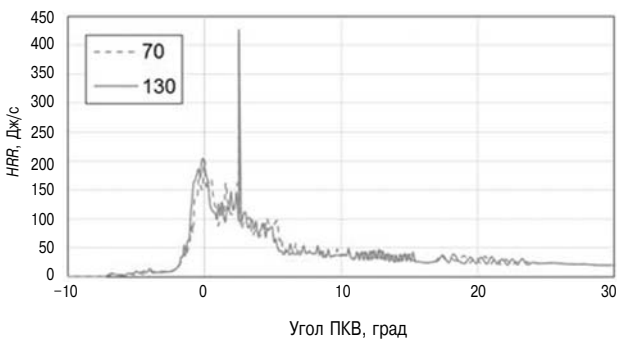


Рис. 6. Динамика тепловыделения при различной температуре ОЖ на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин)

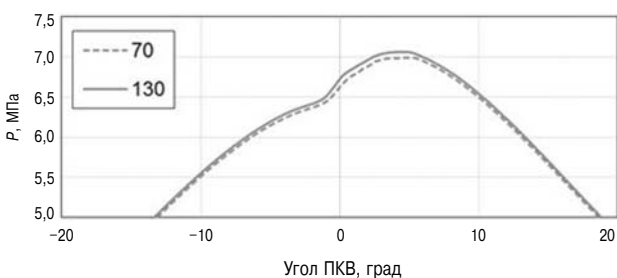


Рис. 7. Индикаторные диаграммы давления газов в КС при различной температуре ОЖ на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин)

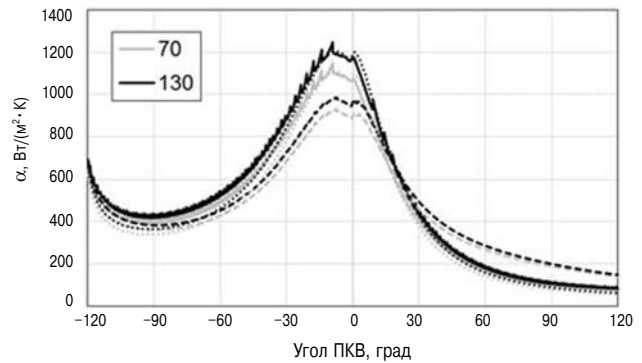


Рис. 8. Коэффициент теплоотдачи от стенок к газам в КС при различной температуре ОЖ на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин):

— поршень; - - - - гильза; — головка цилиндра

(на 0,3 %), на режиме холостого хода — с 6,995 до 7,052 МПа (на 0,8 %). Скорость нарастания давления газов в КС для вышеупомянутых условий увеличивается на 0,4 % на режиме максимальной мощности и уменьшается на 0,5 % на режиме холостого хода.

В табл. 4 показаны локальные, а на рис. 8 — усредненные по поверхностям значения коэффициента теплоотдачи от стенок к газам в КС при различных температурах ОЖ. Очевидно, что при более высокой температуре сред теплотери рабочего тела в КС будут больше, что подтверждается интегральной характеристикой, приведенной на рис. 9.

В конечном итоге совокупность приведенных выше противоположно влияющих факторов (коэффициент теплоотдачи и температура стенки КС) приводит к снижению теплотерь в ОЖ при увеличении их температуры (рис. 9).

На рис. 10 показана зависимость отклонения индикаторного КПД от номинальной величины при варьировании цикловой подачи топлива (максимальное значение цикловой подачи соответствует максимальной мощности, минимальная — режиму холостого хода). А на рис. 11 приведены зависимости абсолютного изменения величины индикаторного КПД от двух параметров: температуры ОЖ и нагрузки (оценивалась — по цикловой подаче топлива) при частоте вращения 2000 и 1400 об/мин.

Таблица 4

Коэффициент теплоотдачи от стенок к газам в КС на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин), Вт/м²·К

Угол ПКВ, град	$T_{cool} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$			$T_{cool} = 130 \text{ } ^\circ\text{C}$		
	5,0e+02	800	1000	1,3e+03 НТС		
54						

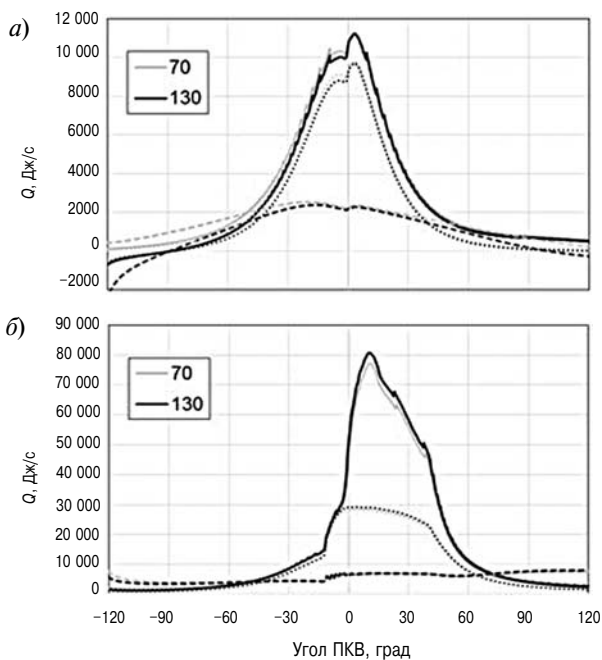


Рис. 9. Тепловой поток от газа в стенки КС при различной температуре ОЖ:
а — на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин);
б — на режиме максимальной мощности ($n = 2000$ об/мин):
 — поршень; - - - - гильза; — головка цилиндра

Рис. 10 и 11 подтверждают, что влияние температуры ОЖ в наибольшей степени выражено на режимах, близких к холостому ходу. Из представленных на рис. 11 данных видно, что изменение индикаторного КПД при изменении температуры ОЖ практически не зависит от частоты вращения коленчатого вала.

Таким образом, на основании выполненной расчетной оценки влияния температуры ОЖ на процессы в КС танкового дизеля было установлено:

- увеличение температуры ОЖ с 70 до 130 °С приводит к росту локальных температур газов примерно на 20–30 К вблизи гильзы цилиндра и на 10–20 К — вблизи огневого днища головки цилиндра;

- максимальное давление газов в КС при повышении температуры ОЖ с 70 до 130 °С при $n = 2000$ об/мин на режиме максимальной мощности увеличивается на 0,3 %, на режиме холостого хода — на 0,8 %, скорость нарастания давления газов уменьшается на 0,4 % на режиме максимальной мощности и — на 0,5 % на режиме холостого хода;

- отклонение температуры ОЖ на 30 °С от номинальной (100 °С) на режимах холостого хода приводит к изменению индикаторного КПД примерно на 0,4 %, на режиме максимальной мощности, при этом отклонение величины КПД не превышает 0,03 %.

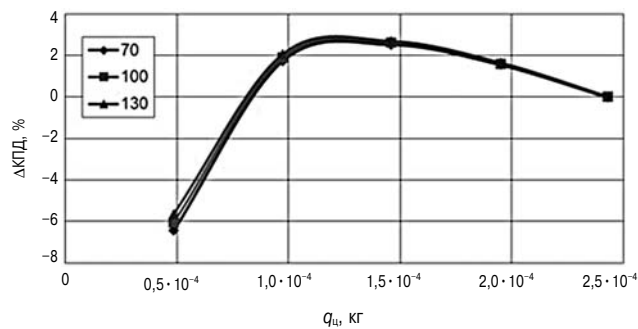


Рис. 10. Зависимость абсолютного изменения величины индикаторного КПД двигателя от цикловой подачи топлива и температуры ОЖ ($n = 2000$ об/мин)

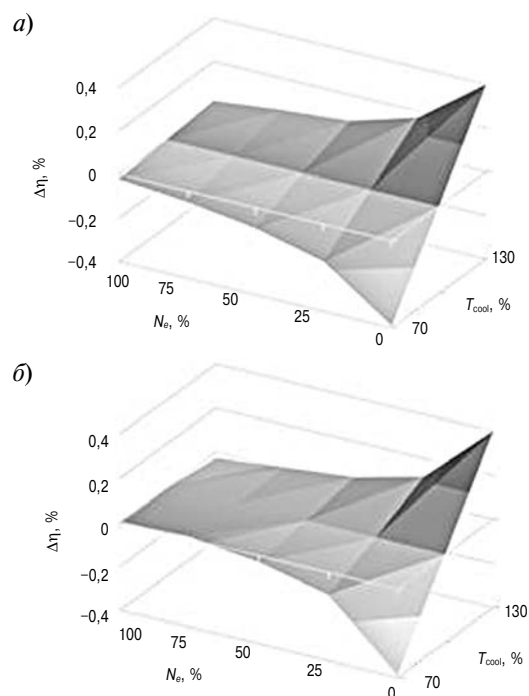


Рис. 11. Зависимость абсолютного изменения величины индикаторного КПД двигателя от нагрузки и температуры ОЖ:

а — $n = 2000$ об/мин; *б* — $n = 1400$ об/мин

Проведенная расчетная оценка влияния температуры ОЖ на процессы в камере сгорания дизельного двигателя подтвердила целесообразность регулирования и поддержания температуры ОЖ на уровне 130 °С, особенно на режимах холостого хода и частичных нагрузок, так как при этом уменьшаются тепловые потери в ОЖ, что в свою очередь приводит к росту индикаторного КПД двигателя и, как следствие, — к улучшению его топливно-экономических показателей.

Литература

1. Асанов Д.С. Улучшение топливно-экономических и энергетических показателей дизеля оптимизацией

температурного режима: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Агапов Дмитрий Станиславович. СПб., 2004. 24 с.

2. *Салахов Р.Р., Хайруллин А.Х., Салахов И.Р.* Система управления адаптивной системой охлаждения двигателя внутреннего сгорания // Труды МАИ. 2012. № 61. С. 16–22.

3. *Володин А.И.* Моделирование на ЭВМ работы тепловозных дизелей. М. : Транспорт, 1985. 216 с.

4. *Малоземов А.А.* Математическая модель двигателя на основе системы дифференциальных уравнений энергетического и массового балансов // Научный вестник. Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин. Вып. 18. Челябинск : ЧВВАКИУ, 2006. С. 8–15.

5. *Вибе И.И.* Новое о рабочем цикле двигателя. М. : Машгиз, 1962. 271 с.

6. *Woschni G, Anisits F.* Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operating Conditions // SAE Technical Paper 740086, 1974.

7. *Wolfer H.H.* Ignition lag in diesel engines // VDI-Forschungsheft, 1938. Pp. 621–647.

8. *Seiser H, Pitsch H., Seshadri K., Pitz W., Curran H.* Extinction and autoignition of n-heptane in counterflow configuration // Proceedings of the Combustion Institute. Vol. 28, 2000. Pp. 2029–2037.

9. *Coda Z, Kilpinen P., Hupa M. and et.* A Kinetic modeling study on the potential of staged combustion in gas turbines for the reduction of nitrogen oxide emissions from

biomass IGCC plants // Energy & Fuels, № 14, 2000. Pp. 751–761.

10. *Curran H.A., Gaffuri P., Pitz W., Westbrook C.* Comprehensive modeling study of n-heptane oxidation // Combustion and Flame. 1998. № 114. Pp. 149–177.

11. *Темам Р.* Уравнения Навье–Стокса. Теория и численный анализ. М. : Мир, 1981. 408 с.

12. *Тихонов А.Н., Самарский А.А.* Уравнения математической физики. М. : Наука, 1977. 735 с.

13. *Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А.* Расчет теплового и напряженно-деформированного состояния деталей ДВС на ЭВМ. М. : Изд-во МВТУ, 1982. 70 с.

14. *Галышев Ю.В.* Задание граничных условий теплообмена в рабочих полостях головки цилиндра четырехтактного двигателя внутреннего сгорания // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. № 2 (195). С. 58–64.

15. *Малоземов А.А., Кукис В.С., Гимазетдинов Р.Р.* Разработка математической модели и программного обеспечения для имитационного моделирования поршневых ДВС // Двигателестроение. № 3. 2018. С. 3–9.

16. *Потехин В.М.* Основы теории химических процессов технологии органических веществ и нефтепереработки. М. : Химиздат, 2007, 944 с.

17. OpenFoam (<https://www.openfoam.com/>)

18. Paraview (<https://www.paraview.org/>)

19. *Ливенцев Ф.Л.* Высокотемпературное охлаждение поршневых двигателей внутреннего сгорания. М. : Машиностроение, 1964. 204 с.