

тепловой аккумулятор фазового перехода, прогрев двигателя, экономия времени, экономия топлива.

The article discusses the results of experimental studies of warm vehicle engine with a thermal battery with a phase transition. For registration parameters of the engine used intelligent system for monitoring parameters of the virtual workflow software and

diagnostic complex. Efficacy results from the application of the warm heat storage phase transitions confirmed the improved fuel economy and temporal parameters of the engine at work during its pre-launch and post-launch thermal training.

Keywords: warm, automobile engine, cooling system, heat storage phase transition, warming, saving time, saving fuel.

УДК 621.431

МИНЧЕВ Д.С., к.т.н., доцент (НУК им. адмірала Макарова, г. Николаев)
ТЯГНИРЯДНО Б.А., ст. преподаватель (НУК им. адмірала Макарова, г. Николаев)
ДЬЯКОНОВ А.С., к.т.н., инженер (ГП НПКГ «Зоря-Машпроект», г. Николаев)
ДУМЕНКО К.Н., д.т.н., доцент (ННАУ, г. Николаев)

Рациональное охлаждение наддувочного воздуха при работе дизельных двигателей на частичных нагрузках

MINCHEV D.S., Ph.d, associated professor (NUS, Mykolayiv)
TYAGNIYADNO B.A., teacher (NUS, Mykolayiv)
DYAKONOV O.S., Ph.d, engineer (State Enterprise GTSPC “Zorya-Mashproekt”)
DUMENKO K.M., Ph.d, associated professor (MNAU, Mykolaiv)

Supercharged air cooling strategy for diesel engines part-load operation

Постановка проблемы

Современные тепловозные дизельные двигатели оборудуются системами охлаждения наддувочного воздуха в случае, если давление наддува превышает $p_k > 2$ бар. Общеизвестно, что на режимах работы двигателя с высоким значением среднего эффективного давления цикла $p_e > 1,0$ МПа охлаждение наддувочного воздуха позволяет повысить индикаторный и эффективный к.п.д. двигателя, снизить температуры в цилиндре и перед турбиной турбокомпрессора, уменьшить выбросы вредных веществ, прежде всего оксидов азота NO_x . Известны и хорошо исследованы основные закономерности влияния глубины охлаждения наддувочного воздуха на параметры рабочего процесса дизельного двигателя со свободным газотурбинным наддувом на номинальном режиме работы.

При работе двигателя на дробных нагрузках и режимах холостого хода целесообразность применения охлаждения наддувочного воздуха является не столь очевидной. Более того, результаты целого ряда исследований показывают, что в определенном диапазоне рабочих режимов двигателя в зависимости от параметров окружающей среды осуществление обратного процесса – подогрева наддувочного воздуха – позволяет улучшить основные показатели работы двигателя.

При проектировании системы охлаждения двигателя необходимо учитывать потенциальные возможности регулирования температур охлаждаемых теплоносителей в ней в зависимости от режима работы двигателя. Развитая система регулирования системы охлаждения способна обеспечить гибкое изменение температур воды, масла и наддувочного воздуха, включая подогрев

воздуха в ресивере. Однако организация такой системы регулирования связана с усложнением системы охлаждения, увеличением стоимости двигателя, что обуславливает актуальность исследований направленных на определение диапазона рационального регулирования температур основных охлаждаемых теплоносителей системы охлаждения.

Анализ литературных источников и выделение нерешенных проблем

В опубликованных работах можно выделить две основные задачи, преследуемые при введении подогрева наддувочного воздуха на режимах холостого хода двигателя и дробных нагрузках: 1) снижение расхода топлива и выбросов вредных веществ на установившихся режимах; 2) улучшение пусковых качеств двигателя, ускорение его прогрева и ввода в эксплуатацию.

В работе [1] указано, что для двигателей типа 2Д100 и 10Д100 введение подогрева наддувочного воздуха до 50...60 °С позволяет снизить среднеэксплуатационный расход топлива тепловоза типа 2ТЭ10Л до 4%. Отмечается, что экономия топлива существенно увеличивается со снижением температуры окружающей среды. Необходимо, однако, отметить, что положительный эффект достигается прежде всего благодаря увеличению температуры масла на входе в двигатель – используемая на данных тепловозах несовершенная система регулирования не обеспечивает необходимую температуру масла при низких значениях температуры воздуха в ресивере. Существенным является сокращение времени прогрева двигателя при использовании подогрева воздуха.

При работе главных судовых двигателей с использованием тяжёлого топлива на режимах частичных нагрузок также используется подогрев наддувочного воздуха [2]. Этим достигается более качественное смесеобразование и полное выгорание топлива – тяжёлое топливо характеризуется большим содержанием примесей, высокой вязкостью и нестабильным значением це-

танового числа. Подогрев воздуха способствует облегчению пуска двигателя и снижению времени его прогрева.

В атмосферных дизельных двигателях с воздушным охлаждением фирмы Deutz применялась комбинированная система автоматического регулирования впускного и охлаждающего воздуха, обеспечивающая подогрев воздуха при запуске двигателя, его прогреве и работе на малых нагрузках [5]. Отмечается, что главная задача при введении подогрева – интенсификация процессов испарения и выгорания топлива вследствие низкого качества его распыливания при малых цикловых подачах. Таким образом, подогрев воздуха призван компенсировать недостатки применяемой топливоподающей аппаратуры.

При использовании альтернативных топлив, характеризующихся низким цетановым числом, таких как смеси дизельного топлива и спиртов, смеси биодизельного топлива и спиртов, а также природного газа (при работе двигателя по газодизельному циклу) использование подогрева воздуха на рассматриваемых режимах работы также оказывает благоприятное влияние на эффективные показатели двигателя. Так в лабораторных условиях [3, 4] опытным путём установлено снижение расхода топлива и выбросов всех основных компонентов вредных веществ (окислов азота NO_x , углеводородов C_nH_m , сажи С, угарного газа СО) с введением подогрева воздуха в ресивере.

Для автомобильных дизельных двигателей ряд фирм-изготовителей предлагает системы подогрева воздуха на входе во впускные каналы, как правило, выполненные в виде электрических нагревателей, с питанием от бортовой сети [6]. Отмечается, что главное назначение таких систем – облегчение запуска двигателя в холодную погоду и сокращение времени его прогрева, что способствует существенному снижению выбросов вредных веществ и экономии топлива.

Необходимо отметить, что современные дизельные двигатели оборудуются системой рециркуляции отходящих газов, которая задействуется при их работе на ма-

лых нагрузках и режимах холостого хода. Часть отходящих газов, смешиваясь с наддувочным воздухом, способствует увеличению его температуры. Важно, что применение так называемой «горячей» рециркуляции, то есть без охлаждения рециркулируемых газов, приводит наряду со снижением выбросов NO_x к увеличению выбросов сажи и повышению расхода топлива на 2...4 % [5].

Таким образом, анализ публикаций позволяет сделать вывод о безусловной пользе подогрева воздуха в ресивере дизельных двигателей только на пусковых режимах и режимах прогрева. Что касается стационарных режимов работы двигателя на холостом ходу и малых нагрузках, имеющаяся информация является неполной и противоречивой.

Цель работы

Изучение целесообразности применения подогрева наддувочного воздуха при работе дизельных двигателей на стационарных режимах холостого хода и малых нагрузок.

нарных режимах холостого хода и малых нагрузок.

Изложение основного материала

Для решения поставленной задачи использовалось сочетание экспериментальных и теоретических (расчётных) методов исследования. Экспериментальная часть выполнялась на стенде лаборатории кафедры ДВС НУК, расчётная – с использованием развитых программ моделирования рабочего цикла комбинированного двигателя внутреннего сгорания, также разработанных на кафедре ДВС НУК. Отметим, что предлагаемые в данной работе результаты не являются окончательными, так как справедливы для относительно высокого значения температуры окружающей среды $t_0 = 15...25$ °С.

Испытательный стенд создан на базе двигателя типа 8ЧН 12/12 с открытой камерой сгорания, который оборудован опытной системой регулируемого свободного газотурбинного наддува и системой подогрева наддувочного воздуха (рис. 1).

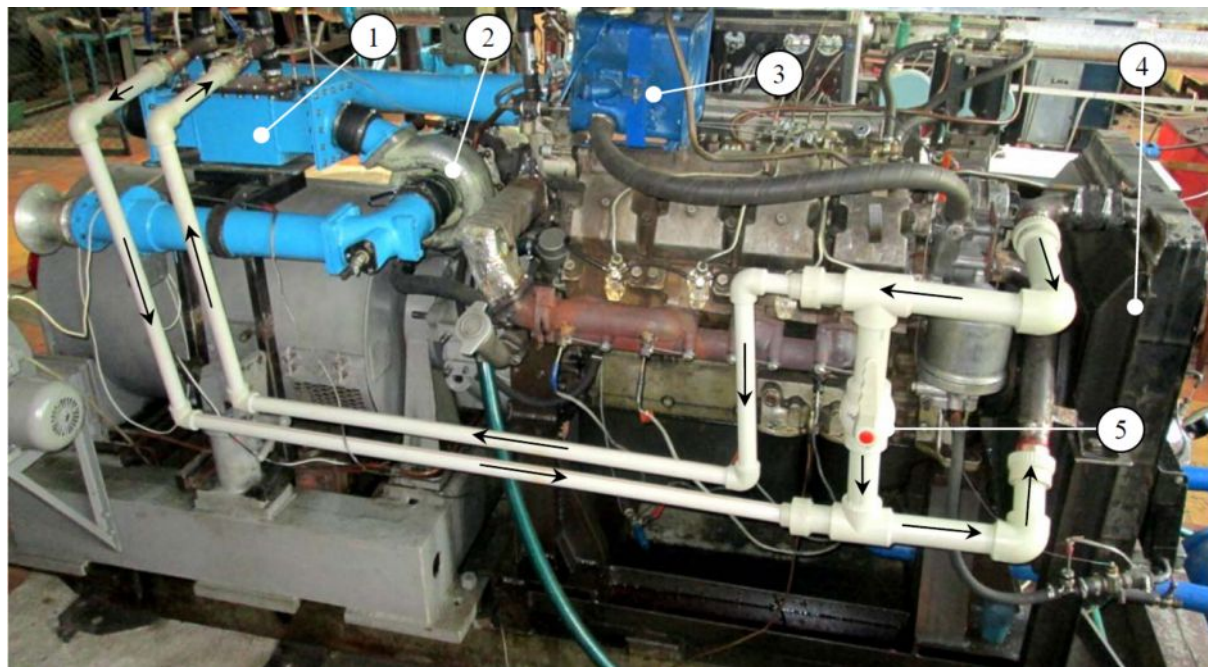


Рис. 1. Экспериментальный стенд на базе двигателя типа 8ЧН 12/12.

1 – охладитель наддувочного воздуха; 2 – турбокомпрессор;
3 – расширительный бак; 4 – радиатор; 5 – клапан перепуска воды мимо ОНВ.

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ

Для осуществления подогрева используется вода зарубашечного пространства двигателя, которая подаётся в охладитель надувочного воздуха. При этом посредством клапана перепуска возможно осуществлять регулирование расхода горячей воды через ОНВ и устанавливать требуемое значение t_s . В качестве топлива использовалось дизельное топливо, соответствующее стандарту ДСТУ 4840:2007. Испытательный стенд позволяет в режиме реального времени осуществлять автоматическую регистрацию следующих параметров:

- давлений рабочего тела в цилиндре двигателя и топлива на входе в форсунку системы топливоподачи, с частотой свыше 100 кГц, достаточной для получения индикаторных диаграмм и расчётного определения характеристик впрыска топлива;

- мгновенную массу топлива в расходном сосуде, частот вращения коленчатого вала двигателя и ротора турбокомпрессора, крутящего момента на валу двигателя, давлений и воздушном ресивере и перед турбиной с частотой свыше 10 кГц, достаточной для корректного отслеживания изменения данных параметров в течении времени измерений;

- температур рабочего тела на входе и выходе из компрессора турбокомпрессора, в ресивере двигателя, перед и за турбиной турбокомпрессора, температур воды и масла на выходе из двигателя с периодом опроса датчиков 1с.

Результаты экспериментов представлены в таблице 1.

Таблица 1

Выборочные результаты испытаний двигателя типа 8ЧН 12/12.

Параметр	Обозначение	Исследуемые режимы работы					
		Холостой ход		Малая нагрузка		Средняя нагрузка	
Частота вращения коленвала	n , мин ⁻¹	990,8	995,5	1507,3	1490,8	1508,2	1510,0
Частота турбокомпрессора	n_{TK} , мин ⁻¹	765	830	38514	38258	45199,1	45804
Температура масла на выходе из двигателя	t_m , °C	73,5	81,8	76,6	88,6	97,5	95,4
Температура воды на выходе из двигателя	t_w , °C	82,0	85,0	76,2	77,3	75,5	78,7
Температура воздуха на всасывании	t_0 , °C	19,2	20,7	21,9	24,2	27,1	25,8
Температура воздуха за компрессором	t_k , °C	24,1	25,4	65,7	66,3	83,2	83,8
Температура в ресивере	t_s , °C	17,0	68,8	29,7	69,6	39,1	79,3
Соппротивление на выхлопе	$\Delta p_{\text{вых}}$, мм.вд.ст.	165	145	658	600	677	625
Соппротивление ОНВ	$\Delta p_{\text{ОНВ}}$, мм.вд.ст.	78	80	215	215	240	245
Температура на входе в турбину	t_b , °C	110	127	246	272	325	355
Расход воздуха	G , кг/с	0,0799	0,0747	0,1850	0,1722	0,2054	0,1961
Мощность эффективная	N_e , кВт	0	0	23,0	23,9	49,9	51,3
Эффективный крутящий момент	M_e , Н·м	0	0	145,7	153,4	315,9	324,5
Среднее эффективное давление	p_e , кПа	0	0	168,7	177,5	365,7	375,6
Цикловая доза топлива	q_z , мг	9,413	9,537	24,76	25,59	38,43	39,12
Удельный эффективный расход	g_e , кг/(кВт·ч)	-	-	0,3893	0,3822	0,2787	0,2763
Коэффициент избытка воздуха	α	8,98	8,26	5,20	4,74	3,72	3,48
Часовой расход топлива	G_T , кг/ч	2,2	2,3	9,0	9,2	13,9	14,2
Давление в ресивере	p_s , кПа	85,7	87,2	133,3	135,2	152,2	157,0
Коэффициент наполнения	η_n	0,865	0,934	0,884	0,928	0,886	0,924

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ

Максимальное давление сгорания	p_z , кПа	4043	3935	6141	6070	7279	7257
Отношение давлений	p_s/p_t	0,830	0,844	0,688	0,723	0,692	0,727
Давление на входе в турбину турбокомпрессора	p_t , кПа	103,3	103,3	193,8	187,0	219,8	215,9
Максимальная жесткость процесса сгорания	$(dp/d\varphi)_{\max}$	135,6	144,1	154,5	133,2	180,1	147,6
Средняя жесткость процесса сгорания	$(dp/d\varphi)_{\text{ср}}$	62,8	66,1	98,3	71,7	101,9	92,4

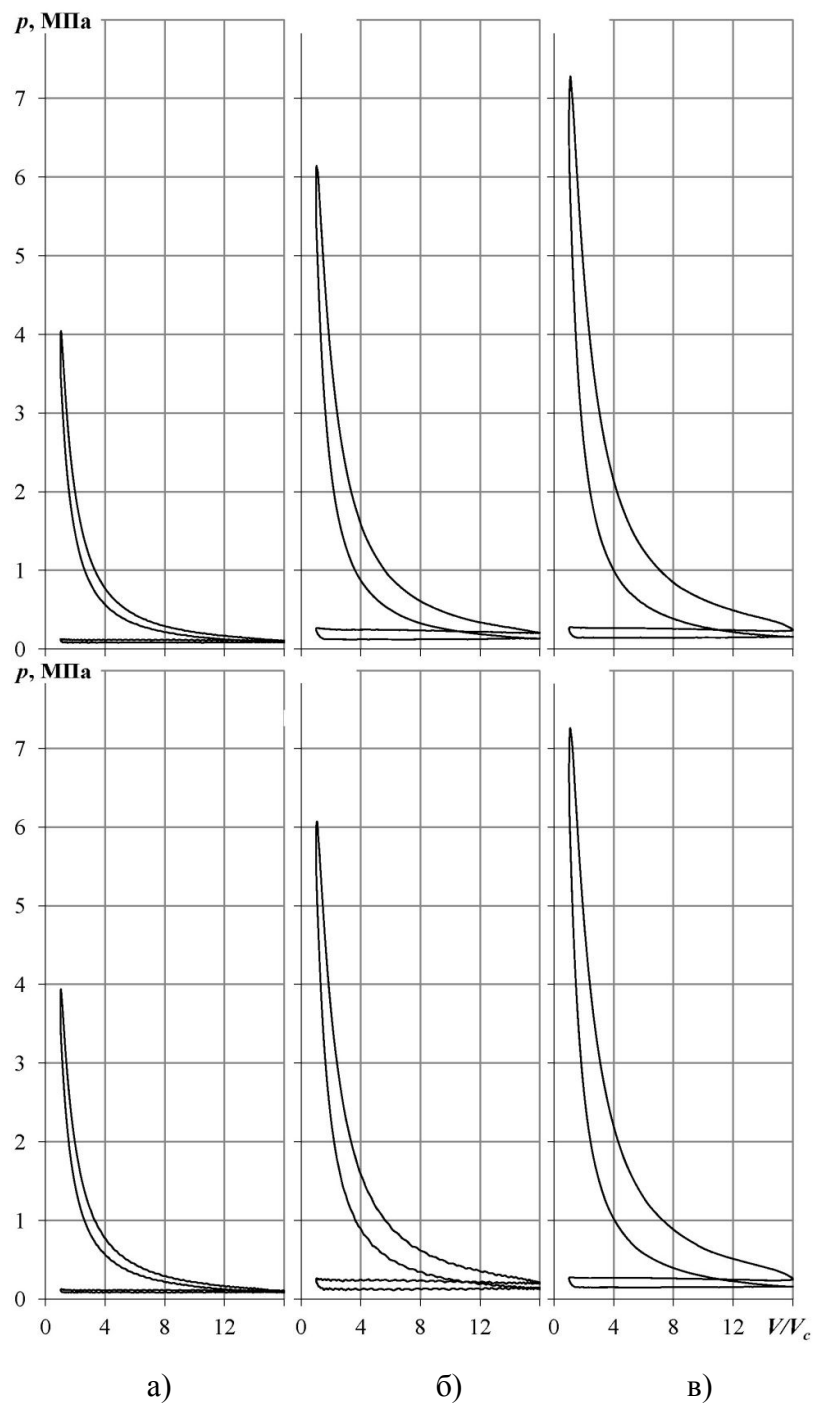


Рис. 3. Экспериментальные индикаторные диаграммы (вверху показаны графики для минимальных значений t_s , внизу – для максимальных).

а) режим холостого хода; б) малая нагрузка; в) средняя нагрузка.

Исследовался ряд режимов работы двигателя с малой нагрузкой и на холостом ходу. Перед каждым замером двигатель выводился на установившийся режим работы, о котором свидетельствует стабилизация измеряемых температур. Замер осуществлялся в течение 120 с. Для подтверждения результатов измерений осуществлялись многократное повторение каждого режима работы.

Результаты, представленные в таблице 1, получены путём обработки и осреднения диаграмм изменения соответствующих параметров за время замера. Необходимо отметить, что при выполнении экспериментальных исследований не удалось избежать отклонения частоты вращения коленчатого вала двигателя n , нагрузки двигателя N_e ,

температуры окружающей среды t_0 , температур воды и масла на входе в двигатель для сравниваемых режимов работы. Это объясняется двумя факторами.

Во-первых, используемые дублирующие приборы, регистрирующие параметры нагрузки двигателя, частоту вращения коленчатого вала и температуры охлаждающих теплоносителей, не позволяют отслеживать изменение основных параметров с точностью более 4...6 % полной шкалы прибора. Во-вторых, любое вмешательство в работу двигателя в течение времени замера приводит к нарушению стационарного режима работы. Как будет показано ниже, для корректной интерпретации результатов измерений потребуется применение математического моделирования.

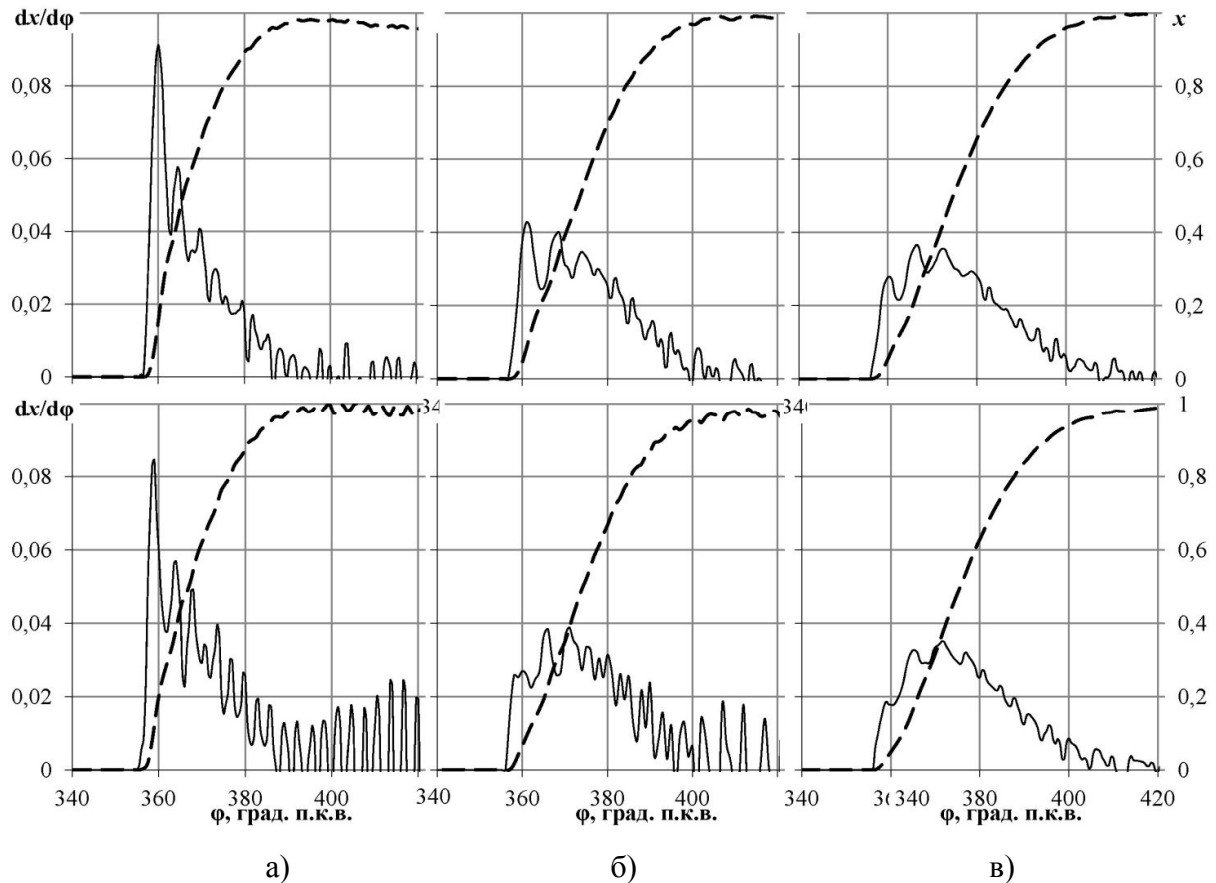


Рис. 2. Экспериментальные характеристики тепловыделения (вверху показаны графики для минимальных значений t_s , внизу – для максимальных).
а) режим холостого хода; б) малая нагрузка; в) средняя нагрузка.

В соответствии с таблицей 1, увеличение t_s на всех режимах приводит к росту часового расхода топлива, увеличению

температуры газов перед турбиной, уменьшению расхода воздуха, повышению давления наддувочного воздуха и снижению

давления перед турбиной. Наблюдается заметное снижение коэффициента избытка воздуха α и увеличение соотношения давлений p_s/p_t .

Определенный интерес представляет сопоставление экспериментальных индикаторных диаграмм и полученных на их основе характеристик тепловыделения (рис. 2, 3). Видно, что увеличение t_s приводит к уменьшению периода задержки самовоспламенения топлива и, как следствие, снижению максимального давления сгорания и уменьшению скорости тепловыделения в начальной фазе процесса сгорания. Из таблицы 1 видно, что средняя и максимальная жёсткость процесса сгорания, рассчитанная с использованием экспериментальных индикаторных диаграмм, с увеличением t_s заметно снижается.

Обращает на себя внимание изменение удельного эффективного расхода топлива на нагрузочных режимах: увеличение t_s , согласно опытным данным, приводит к снижению эффективного к.п.д. двигателя. Как будет показано ниже, данное обстоятельство связано с изменением нагрузки двигателя. По особенностям работы экспериментального стенда, с увеличением t_s мощность двигателя незначительно увеличивалась, что не позволяет непосредственно сравнивать результаты испытаний.

Для корректной интерпретации результатов эксперимента и определения действительных закономерностей влияния подогрева воздуха на параметры работы двигателя целесообразно осуществить их приведение к одинаковым (нормальным) условиям. Для этого предлагается выполнить математическое моделирование рабочего цикла дизельного двигателя со свободным газотурбинным наддувом с использованием развитых программных средств, разработанных на кафедре ДВС НУК [7, 8].

Математическая модель была настроена с использованием экспериментальных данных более чем 100 стационарных и динамических режимов работы исследуемого двигателя. Тщательной идентификации были подвергнуты специальным образом подготовленные характеристики ком-

прессора и турбины турбокомпрессора типа ТКР-11, модель тепловыделения, параметры процессов газообмена.

Математическая модель дополнительно настраивалась на режим минимального значения t_s для каждой серии режимов, а затем, без перенастройки – на режим максимального t_s . Исходными параметрами для моделирования были приняты: цикловая доза подаваемого в цилиндр топлива $q_{ц}$, частота вращения коленчатого вала n , температура воздуха в ресивере двигателя t_s . Данные параметры совпадают с экспериментальными. Судить о погрешности моделирования можно по таблице 2, в которой сведены относительные погрешности определения основных показателей, подсчитанные по формуле:

$$\delta A = 2 \cdot \left| \frac{A - A_3}{A + A_3} \right| \cdot 100\%,$$

где A , A_3 – расчётное и экспериментальное значение параметра соответственно.

Как видно, погрешность моделирования не превышает 2...4 % (за исключением температур t_k и t_t на режимах холостого хода, для которого эти значения ввиду отсутствия наддува неважны).

Таким образом, можно сделать вывод, что математическая модель адекватно отображает изменение основных параметров рабочего цикла при изменении температуры воздуха в ресивере.

На рис. 4 представлены расчётные кривые, иллюстрирующие влияние t_s на параметры рабочего цикла двигателя типа 8ЧН 12/12 для исследуемых режимов работы. При математическом моделировании выполнялось условие постоянства частоты вращения коленчатого вала n , эффективной мощности, развиваемой двигателем N_e и температуры воздуха на входе в двигатель t_0 . Как видно, качественное влияние t_s на изменение расхода воздуха через двигатель, давление наддува и давление газов перед турбиной, температуру отходящих газов перед турбиной, коэффициент наполнения и коэффициент избытка воздуха сов-

падает с обнаруженным экспериментально, математического моделирования. что свидетельствует об адекватности мате-

Таблица 2

Относительные погрешности моделирования основных параметров рабочего цикла двигателя КамАЗ-740.10

Параметр	Режим					
	–	–	145,7	153,4	315,9	324,5
$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	–	–	145,7	153,4	315,9	324,5
$t_s, ^\circ\text{C}$	17,0	68,8	29,7	69,6	39,1	79,3
$\delta M_e, \%$	–	–	3,5	2,5	0,5	2,9
$\delta p_z, \%$	3,4	1,0	2,3	3,3	2,2	2,8
$\delta p_t, \%$	0,4	0,5	5,2	5,9	4,4	6,8
$\delta t_i, \%$	26,6	38,4	1,5	8,3	1,0	8,5
$\delta G, \%$	6,2	0,7	3,6	0,3	3,3	1,9
$\delta t_k, \%$	22,6	20,4	5,4	2,2	0,3	1,1
$\delta \eta_n, \%$	6,2	0,1	3,1	0,5	2,7	0,3
$\delta \eta_{TK}, \%$	2,6	4,1	4,1	4,0	5,8	5,1
$\delta p_s, \%$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	1,1

В тоже время для всех исследуемых режимов работы получено увеличение расхода топлива при росте температуры наддувочного воздуха. Данное обстоятельство объясняется тем, что с увеличением t_s в связи с перераспределением теплового баланса и увеличением доли теплоты, отводимой в стенки цилиндра, наблюдается снижение индикаторного к.п.д. цикла η_i – в среднем на 0,5% на каждые 10 °С. В тоже время рост соотношения p_s/p_t , в сочетании с уменьшением расхода воздуха G , наблюдаемые с увеличением t_s , приводят к уменьшению затрат мощности на осуществление насосных ходов $N_{н.х.}$, и соответствующему увеличению механического к.п.д. Следует отметить, что с уменьшением общего к.п.д. турбокомпрессора η_{TK} данный эффект возрастает, и при $\eta_{TK} < 0,25$ рост

механического к.п.д. двигателя η_m может компенсировать снижение η_i . Однако, современные турбокомпрессоры даже при работе на нерасчётных режимах при правильном проектировании характеризуются существенно большим значением η_{TK} .

Рис. 5 иллюстрирует расчётное влияние t_s на величину вредных выбросов с отходящими газами: с ростом температуры воздуха в ресивере концентрация оксидов азота и сажи увеличивается. Увеличение концентрации NO_x объясняется ростом максимальной температуры сгорания, а увеличение концентрации сажи - затягиванием процесса сгорания в связи с уменьшением коэффициента избытка воздуха α , которое компенсирует увеличение скорости процессов смесеобразования вследствие роста температуры в конце сжатия T_c .

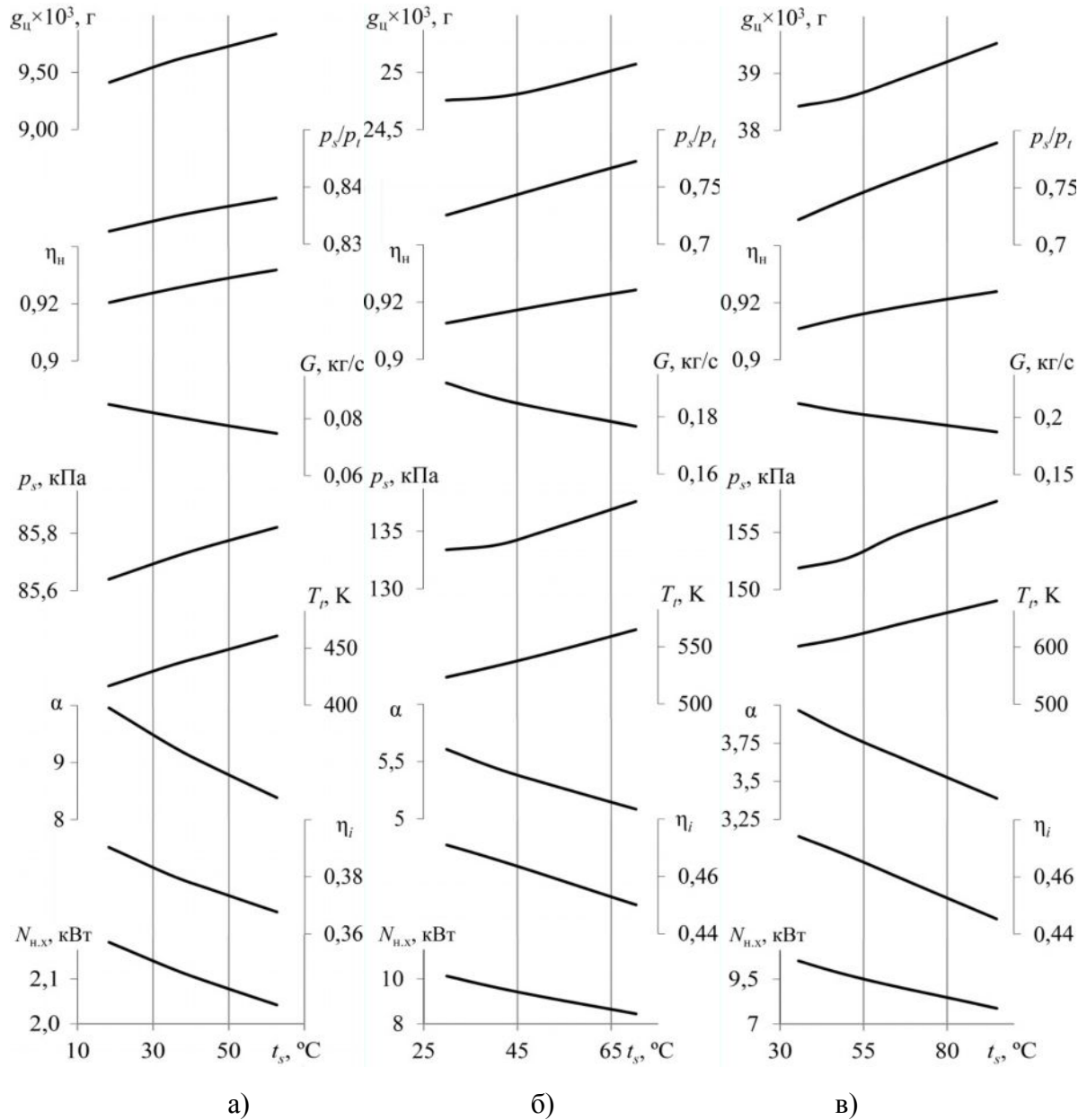


Рис. 4. Влияние температуры воздуха в ресивере на параметры рабочего цикла дизельного двигателя типа 8ЧН 12/12. Результаты моделирования после настройки математической модели на экспериментальные данные.

- а) режим холостого хода, $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$;
 б) малая нагрузка ($N_e = 23,5 \text{ кВт}$, $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$);
 в) средняя нагрузка ($N_e = 23,5 \text{ кВт}$, $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$).

Выводы

В результате выполненных исследований получены следующие результаты: 1) подогрев воздуха в ресивере дизельного двигателя при его работе на стационарных режимах холостого хода, малых и средних нагрузок является нецелесообразным (при температуре наружного воздуха $t_0 > 15 \text{ }^\circ\text{C}$),

так как приводит к росту расхода топлива и выбросов оксидов азота при условии эффективного регулирования температуры масла на входе в двигатель; 2) повышение температуры воздуха в ресивере двигателя приводит к снижению индикаторного к.п.д. цикла η_i , которое частично компенсируется повышением механического к.п.д. двигателя η_m вследствие уменьшения работы на-

сосных ходов по причине сокращения расхода воздуха и увеличения соотношения p_s/p_t .

Представляет существенный интерес выполнение аналогичных исследований

при более низких температурах окружающей среды, а также экспериментальное изучение вопроса целесообразности подогрева воздуха в ресивере двигателя на режимах пуска и прогрета.

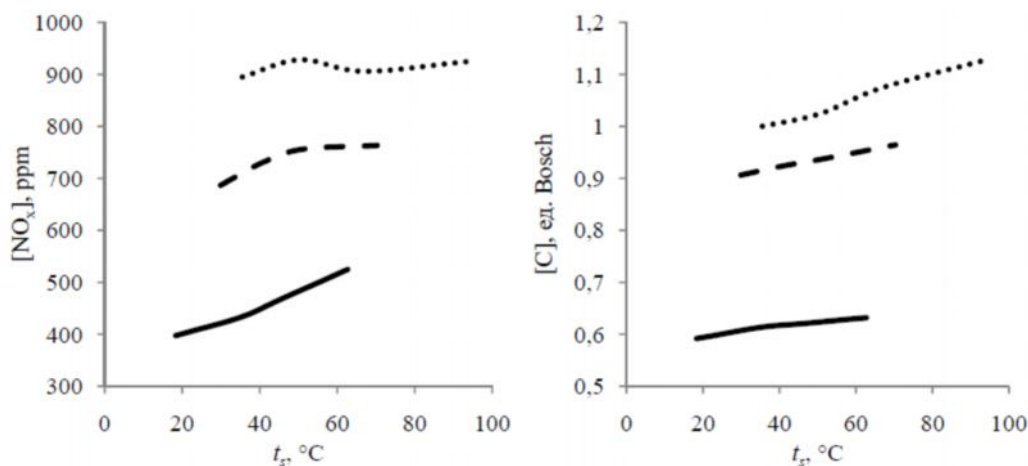


Рис. 5. Концентрация вредных веществ в отходящих газах в зависимости от t_s .

— режим холостого хода, $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$;
 - - - малая нагрузка ($N_e = 23,5 \text{ кВт}, n = 1500 \text{ мин}^{-1}$);
 средняя нагрузка ($N_e = 23,5 \text{ кВт}, n = 1500 \text{ мин}^{-1}$).

Список литературы:

1. Симсон, А. Э. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания [текст] / А.Э. Симсон, А. З. Хомич, А. А. Куриц и др. – 2-е издание – М.: Транспорт, 1987 – 536 с.
2. L+V48/60CR.Project Guide. Four-stroke Diesel Engines in compliance with IMO Tier II / MAN Diesel SE. – Augsburg. – 2009. – 422 p.
3. Paykani, A. Performance and Emission Characteristics of Dual Fuel Engines at Part Loads Using Simultaneous Effect of Exhaust Gas Recirculation and PreHeating of Inlet Air [text] / A. Paykani, R. Khoshbakhti Saray, A. M. Kousha, M. T. Shervani Tabar // International Journal of Automotive Engineering/ - Vol. 1, Number 2. – June 2011 – pp. 53-67.
4. Ashok, M. The Effect of Preheating the Inlet Air to Study the Performance and Combustion Characteristics of Diesel Engine using Ethanol Emulsion [text]/M. Ashok, C. Saravanan // SAE Technical Paper 2007-01-0628.

5. Л.В. Грехов. Топливная аппаратура и системы управления дизелей [текст] /Л.В. Грехов. Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион-Автодата, 2004 – 344 с.
6. Air Intake Heaters [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.phillipsandtemro.com/heating_technology/air_intake_heaters.asp.
7. Минчев, Д. С. Повышение эффективности дизельных бесшатунных двигателей путём совершенствования схем и параметров системы наддува: дисс. ... к.т.н. наддува [Текст] / Д. С. Минчев. – Николаев, НУК, 2011. – 243 с.
8. Минчев, Д. С. Использование характеристик турбокомпрессора при расчете неустановившихся режимов работы дизельных двигателей / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный, А. С. Дьяконов // Вестник двигателестроения Запорожского национального технического университета. – №2 –Запорожье,– с. 88-93.

Spisok literatury:

1. Simson, A. E. Teplovoznnye dvigateli vnutrennego sgoraniya [tekst] / A. E. Simson, A. Z. Homich, A. A. Kutiz i dr. – 2 izdaniye – M.: Transport, 1987 – 536 s.

2. L+V48/60CR.Project Guide. Four-stroke Diesel Engines in compliance with IMO Tier II / MAN Diesel SE. – Augsburg. – 2009. – 422 p.

3. Paykani, A. Performance and Emission Characteristics of Dual Fuel Engines at Part Loads Using Simultaneous Effect of Exhaust Gas Recirculation and PreHeating of Inlet Air [text] / A. Paykani, R. Khoshbakhti Saray, A. M. Kousha, M. T. Shervani Tabar // International Journal of Automotive Engineering/ - Vol. 1, Number 2. – June 2011 – pp. 53-67.

4. Ashok, M. The Effect of Preheating the Inlet Air to Study the Performance and Combustion Characteristics of Diesel Engine using Ethanol Emulsion [text]/M. Ashok, C. Saravanan // SAE Technical Paper 2007-01-0628.

5. L. V. Grehov. Toplivnaya apparatura s sistemy upravleniya dizeley [tekst]/ L. V. Grehov, N. A. Ivaschenko, V. A. Markov – M.: Legion-Avtodata, 2004 – 344 s.

6. Air Intake Heaters [Elektronnyi resurs] – Rezhim dostupa: http://www.phillipsandtemro.com/heating_technology/air_intake_heaters.asp.

7. Minchev, D. S. Povisheniye effektivnosti dizelnyh bezshatunnyh dvigateley putyom sovershenstvovaniya shem i parametrov sistemy nadduva: diss. ... k.t.n. [tekst] / D. S. Minchev. – Nikolayev, NUK, 2011. – 243 s.

8. Minchev, D. S. Ispolzovaniye karakteristik turbokompressora pri raschete neustanovivshihsysya rezhimov raboty dizelnyh dvigateley / D. S. Minchev, U. L. Moshentsev, A. V. Nagornyi, A. S. Dyakonov // Vestnik dvigatelestroeniya Zaporozhskogo

nacionalnogo universiteta. – №2 – Zaporozhye, – s. 88-93.

Аннотации:

Представлены результаты расчётно-экспериментальных исследований рационального охлаждения надувочного воздуха при работе дизельных двигателей на частичных нагрузках и режимах холостого хода. Показано, что при температуре окружающей среды, превышающей 15 °С, увеличение температуры надувочного воздуха приводит к росту расхода топлива и выбросов вредных веществ с отходящими газами. Полученные в работе выводы могут быть использованы при определении рационального регулирования систем охлаждения дизельных двигателей, работающих на товарном дизельном топливе.

Ключевые слова: система охлаждения, регулирование температуры надувочного воздуха, характеристики тепловыделения, газотурбинный наддув.

Представлені результати розрахунково-експериментальних досліджень раціонального охолодження надувного повітря при роботі дизельних двигунів на часткових навантаженнях та режимах холостого ходу. Показано, що при температурі оточуючого середовища, вищої за 15 °С, збільшення температури надувного повітря приводить до зростання витрати палива та викидів шкідливих речовин з відхідними газами. Отримані в роботі висновки можуть бути використані для визначення раціонального регулювання системи охолодження двигунів, що працюють на товарному дизельному паливі.

Ключові слова: система охолодження, регулювання температури надувного повітря, характеристики тепловиділення, газотурбінний наддув.

The results of combined experimental and computational investigations to provide effective strategy of supercharged air cooling for diesel engines part-load and idle operation are presented. The rise of the supercharged air temperature (while the ambient temperature is higher 15°C) causes the growth of fuel consumption as well as increase in concentration of exhaust gases pollutants as it is shown. The developed conclusions could be used for determination of cooling system control strategy for diesel engines that operate on commercial grade diesel fuel.

Keywords: cooling system, supercharged air temperature control, heat release diagrams, turbocharging system