

зельного двигателя типа БТД / Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. науч. трудов ХГПУ. – Харьков, 1999. – Ч. 2. – С. 350–353. 3. Рязанцев Н.К., Краюшкин И.А., Куницын П.Е., Перерва П.Я., Овчаров Е.Н., Бородин Ю.С. Совершенствование эксплуатац

онных характеристик транспортных 2-тактных двигателей типа БТД за счёт использования дифференциального привода компрессора наддувочного воздуха // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Гос. Аэрокосм. ун-та «ХАИ», Харьков, 1998. – Вып. 5. – С. 27–30.

УДК 621.436.052

Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук, А.Ф. Доровской, инж.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КПД АГРЕГАТОВ СИСТЕМЫ ТУРБОНАДДУВА НА ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО ДВУХТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

«Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» специализируется на разработке быстроходных двухтактных дизелей для наземных транспортных машин (НТМ), используемых также при дефорсировании в различных отраслях народного хозяйства [1, 2]. После освоения в серийном производстве первого танкового дизеля 5ТДФ в ХКБД разработано

большое разнообразие двухтактных дизелей НТМ в трёх-, пяти- и шестицилиндровом исполнении с различным уровнем литровой мощности, определяемым давлением наддувочного воздуха, что наглядно иллюстрирует таблица 1. В этой таблице указан ряд параметров некоторых двухтактных дизелей с одинаковыми базовыми размерами цилиндров $D/S=12/2 \times 12$.

Таблица 1. Параметры двухтактных дизелей НТМ

№ п/п	Дизель	Параметр					
		Мощность, кВт	Частота вращения n , мин ⁻¹	Литровая мощность N_L , кВт/л	Среднее эффективное давление p_e , МПа	Давление наддува p_k , МПа	Степень повышения давления воздуха в компрессоре π_k
1	3ТД-1	206	2600	25,27	0,606	0,180	1,95
2	3ТД-2	294	2600	36,10	0,865	0,240	2,55
3	5ТДФ	515	2800	37,60	0,843	0,240	2,75
4	6ТД-1	735	2800	45,10	1,000	0,285	3,35
5	3ТД-3	368	2600	45,06	1,082	0,300	3,30
6	5ТДФМ	625	2800	45,95	1,023	0,285	3,30
7	3ТД-4	441	2600	54,10	1,300	0,342	4,00
8	6ТД-2	882	2600	54,10	1,300	0,330	3,80

Анализ приведенных в таблице данных показывает, что связь между степенью повышения давления воздуха в компрессоре и литровой мощностью дизеля приблизительно описывается выражением

$$\pi_k = 0,2355 + 0,068 \cdot N_L \quad (1)$$

В соответствии с этой зависимостью дальнейшее форсирование двухтактных дизелей НТМ потребует роста π_k выше 4,0, что представляет собой в реализации сложную задачу.

Общим для всех упомянутых дизелей является применение механической связи компрессора и турбины системы наддува с коленчатыми валами (механический турбонаддув). Такой турбонаддув, необходимый для обеспечения пуска дизеля и принудительной продувки и наполнения цилиндров свежим зарядом при повышенных сопротивлениях на входе воздуха в компрессор и выпуске отработавших газов из турбины, придает дизелю такие положительные характеристики, как повышение прие-

мистости, увеличение тормозной мощности, улучшение качества рабочего процесса и экологических показателей на переходных режимах, а транспортной машине – высокие динамические качества, повышенные маневренности.

Но вместе с этим, при механическом турбонаддуве с ростом уровня форсирования дизеля, соответственно с ростом относительных мощностей компрессора и турбины, увеличивается влияние КПД агрегатов системы наддува на эффективные показатели силовой установки. Причем, как показывает опыт, это влияние проявляется по-разному при различных условиях и режимах работы. Особенно сильно проявляется влияние КПД компрессора при работе дизеля по нагрузочной характеристике, когда с уменьшением цикловой подачи топлива мощность турбины уменьшается, а мощность на сжатие воздуха в компрессоре может даже несколько возрасти из-за увеличения расхода воздуха.

При высоком наддуве сложность газодинамического совершенствования компрессора и турбины зачастую требует применения дорогостоящих материалов и технологий, что немаловажно для серийного производства. Поэтому целесообразность этих затрат должна быть подтверждена эффективностью принятых конструктивных решений еще на стадии проектирования нового дизеля.

Приближенную оценку влияния КПД агрегатов турбонаддува на эффективный КПД дизеля можно осуществить с помощью метода малых отклонений [3], который кроме простоты и наглядности обладает еще одним существенным качеством: на основе уравнений для коэффициентов взаимного влияния параметров легко установить основные факторы, действующие на ту или иную взаимосвязь. Т. е. задачу о количественных взаимосвязях параметров процесса методом малых отклонений решают не только более просто, но и в более общем виде, чем обычными методами, например, последовательными термодинамическим и газодинамическим расчетами.

Ряд работ [3, 4, 5], посвященных использованию этого метода в двигателестроении, касаются в основном наиболее распространенных четырехтактных дизелей. Поэтому одной из задач, рассматриваемых в данной публикации, является распространение метода малых отклонений в практику исследований двухтактных дизелей НТМ, работающих с большими изменениями дисбаланса мощностей компрессора и турбины, коэффициентов избытка воздуха и продувки, с промежуточными отборами наддувочного воздуха, и оценка с помощью этого метода влияния КПД агрегатов наддува на эффективные показатели дизелей с различным уровнем форсирования.

Для приближенной оценки относительного изменения эффективного КПД дизеля с механическим турбонаддувом можно воспользоваться уравнением [4]:

$$\eta_e = \frac{\bar{\eta}_i}{(1 - \delta_{\kappa_0} + \delta_{\tau_0}) \cdot \eta_{M_0}} - \frac{1 - \eta_{M_0}}{(1 - \delta_{\kappa_0} + \delta_{M_0}) \cdot \eta_{M_0}} \cdot \frac{\bar{P}_{тр} \cdot \bar{\alpha}}{\bar{\gamma}_\kappa \cdot \bar{\gamma}_\nu} - \frac{\delta_{\kappa_0}}{1 - \delta_{\kappa_0} + \delta_{\tau_0}} \cdot \bar{\alpha} \cdot \bar{\varphi} \cdot \frac{\bar{f}_\kappa}{\eta_\kappa} + \frac{\delta_{\tau_0}}{1 - \delta_{\kappa_0} + \delta_{\nu_0}} \cdot \bar{\alpha} \cdot \bar{\varphi} \cdot \bar{T}_\tau \cdot \bar{f}_\tau \cdot \bar{\eta}_\tau, \quad (2)$$

где индексом «0» отмечены начальные параметры, а

$$\bar{f}_\kappa = \frac{\frac{\kappa-1}{\pi_\kappa^\kappa} - 1}{\frac{\kappa-1}{\pi_{\kappa_0}^\kappa} - 1}; \quad \bar{f}_m = \frac{1 - \pi_m^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}}{1 - \pi_{m_0}^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}}; \quad \bar{\gamma}_\kappa = \frac{\bar{\pi}_\kappa}{\left(1 + \frac{\pi_\kappa^\kappa - 1}{\eta_\kappa}\right)}$$

δ_{κ_0} и δ_{m_0} – относительные мощности соответственно компрессора и турбины.

После почленного дифференцирования уравнения (2) выражение для эффективного КПД в малых приращениях принимает вид

$$\Delta \bar{\eta}_e = K_{\eta_i} \cdot \Delta \bar{\eta}_i + K_{P_{тр}} \cdot \Delta \bar{P}_{тр} + K_\alpha \cdot \Delta \bar{\alpha} + K_{\eta_\nu} \cdot \Delta \bar{\eta}_\nu + K_\varphi \cdot \Delta \bar{\varphi} + K_{\pi_\kappa} \cdot \Delta \bar{\pi}_\kappa + K_{\eta_\kappa} \cdot \Delta \bar{\eta}_\kappa + K_{T_\tau} \cdot \Delta \bar{T}_\tau + K_{\pi_\tau} \cdot \Delta \bar{\pi}_\tau + K_{\eta_\tau} \cdot \Delta \bar{\eta}_\tau, \quad (3)$$

где $\Delta \bar{\eta}_e = \frac{\eta_e - \eta_{e_0}}{\eta_{e_0}}$; $\Delta \bar{\eta}_i = \frac{\eta_i - \eta_{i_0}}{\eta_{i_0}}$ и т.д.;

K_{η_i} , $K_{P_{тр}}$, K_α и т. д. – коэффициенты влияния отдельных параметров, входящих в уравнение (3), на $\Delta \bar{\eta}_e$.

Методика построения уравнений для этих коэффициентов влияния изложена С.И. Погодиным [3], непосредственно же формулы для их расчёта приведены Д.А. Портновым в работе [4]. Здесь следует отметить, что при определении относительной мощности на сжатие воздуха в компрессоре (δ_κ) наличие промежуточного отбора наддувочного воздуха необходимо учитывать отношением расхода воздуха через компрессор к расходу воздуха через цилиндры дизеля.

В частности, для дизеля 6ТД-1 на режиме максимальной мощности в объектовых условиях эксплуатации названные выше коэффициенты влияния равны:

$$K_{\eta_i} = 1,42; \quad K_{P_{тр}} = -0,27; \quad K_\alpha = -0,42; \\ K_{\eta_\nu} = 0,27; \quad K_\varphi = -0,15; \quad K_{\eta_m} = K_{T_m} = 0,229; \\ K_{\pi_\kappa} = -0,204; \quad K_{\eta_\kappa} = 0,469; \quad K_{\pi_\tau} = 0,331.$$

Как видно из приведенных данных, наибольшее влияние на эффективный КПД η_e оказывает индикаторный КПД дизеля, а следующим по значимости идёт КПД компрессора. При анализе этих данных видно, что увеличение η_κ и η_m , например, всего на 1% может привести к росту эффективного КПД дизеля 6ТД-1 почти на 0,7%, причем основное увеличение η_e происходит за счет η_κ .

П.Я. Перерва в работе [6] провел расчетное исследование рабочего процесса дизеля БТД-1 по оценке влияния КПД компрессора на его технико-экономические показатели с учетом объектовых условий эксплуатации, варьируя значением η_k от 0,75 до 0,85 при неизменном значении π_k (рис. 1). Видно, что при изменении КПД компрессора, например, от 0,75 до 0,8 (относительное изменение 6,7%) удельный расход топлива уменьшается на 3,3%. Примерно такой же результат получается и при использовании коэффициента влияния K_{η_k} .

Результаты экспериментальных исследований [7] дизеля БТД-1 также дают хорошую сходимость с расчетным исследованием влияния η_k на эффективный КПД. При доводочных испытаниях первых опытных образцов дизеля КПД его компрес-

сора наддува был повышен от 0,775 до 0,805, т. е. на 3,8% (π_k – на 3%), за счет чего удельный расход топлива уменьшился на 3,4 г/кВт·ч (1,3%).

В соответствии с расчетными исследованиями с помощью коэффициентов влияния K_{η_k} и K_{π_k} снижение удельного расхода топлива должно составить 1,17%.

В таблице 2 приведены значения коэффициентов K_{η_k} и K_{π_k} для нескольких двухтактных дизелей НТМ, работающих в различных объектовых условиях. Первые 4 типа дизелей эксплуатируются с повышенными сопротивлениями на входе воздуха в компрессор (ΔP_0 до 0,15 МПа) и на выходе газа из турбины (ΔP_r до 0,3 МПа).

У этих дизелей часть наддувочного воздуха (~10%) отбирается за компрессором на обслуживание систем силовой установки объекта.

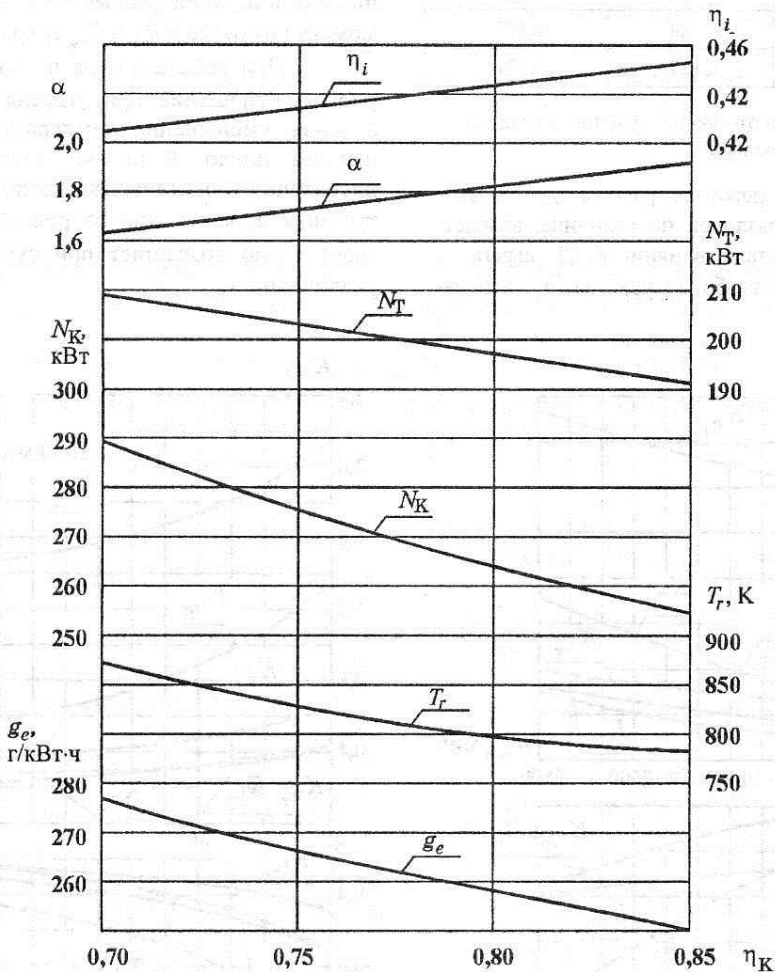


Рис. 1. Изменение технико-экономических показателей дизеля БТД-1 в зависимости от КПД η_k компрессора (в объектовых условиях)

Дизели ЗТД-1, ЗТД-2 и ЗТД-3 предназначены для эксплуатации в НТМ с относительно небольшими сопротивлениями ΔP_0 (до 0,05 МПа) и ΔP_r (до 0,15 МПа), и у них отсутствует промежуточный отбор наддувочного воздуха.

Данные таблицы 2 показывают, что, несмотря на различия во внешних условиях работы названных дизелей НТМ, с ростом давления наддува увеличивается влияние КПД компрессора и турбины на эффективный КПД дизеля, обусловленное ростом от-

носительных мощностей этих агрегатов. Из-за отрицательного дисбаланса мощностей ($\delta_m < \delta_k$) влияние КПД компрессора на η_e выше, чем КПД турбины.

Таблица 2. Коэффициенты влияния K_{η_k} и K_{η_m} для двухтактных дизелей НТМ (режим максимальной мощности в объектовых условиях)

Дизель	π_k	Коэффициенты влияния	
		K_{η_k}	K_{η_m}
6ТД-2	3,80	0,478	0,241
6ТД-1	3,35	0,469	0,229
5ТДФМ	3,30	0,430	0,183
3ТД-4	4,00	0,480	0,248
3ТД-3*	3,30	0,318	0,239
3ТД-2*	2,55	0,224	0,159
3ТД-1*	1,95	0,127	0,079

*) без промежуточного отбора наддувочного воздуха на нужды объекта

На различных режимах работы дизеля этот дисбаланс мощностей различен по величине, вследствие чего изменяется степень влияния КПД агрегатов системы механического турбонаддува на η_e , что на-

глядно демонстрируют графики рис. 2, построенные для дизеля 6ТД-2 при работе его в объектовых условиях по внешней и нагрузочной характеристикам.

По внешней характеристике на максимальной частоте вращения у этого дизеля отношение $P_k/P_T = 1,38$, а отношение π_k/π_T из-за больших сопротивлений ΔP_0 и ΔP_r приближается к 2,0. Вследствие этого, а также из-за наличия промежуточного отбора наддувочного воздуха, относительная мощность на сжатие воздуха в компрессоре значительно выше мощности турбины и разность $K_{\eta_k} - K_{\eta_m} = 0,237$ (рис. 2а).

С уменьшением частоты вращения дизеля уменьшается расход воздуха, а вместе с ним и значения ΔP_0 и ΔP_r , что обуславливает уменьшение отношения π_k/π_T и при несколько увеличивающейся температуре газа это приводит к уменьшению отличия в δ_k и δ_m , и на режиме максимального крутящего момента отличие в K_{η_k} и K_{η_m} сокращается до 0,11.

При работе дизеля по нагрузочной характеристике отношение π_k/π_T изменяется незначительно, а из-за уменьшения температуры газа с уменьшением цикловой подачи топлива увеличивается дисбаланс относительных мощностей компрессора и турбины и, как видно из рис. 2б, коэффициент K_{η_k} значительно возрастает при существенно меньшем увеличении K_{η_m} .

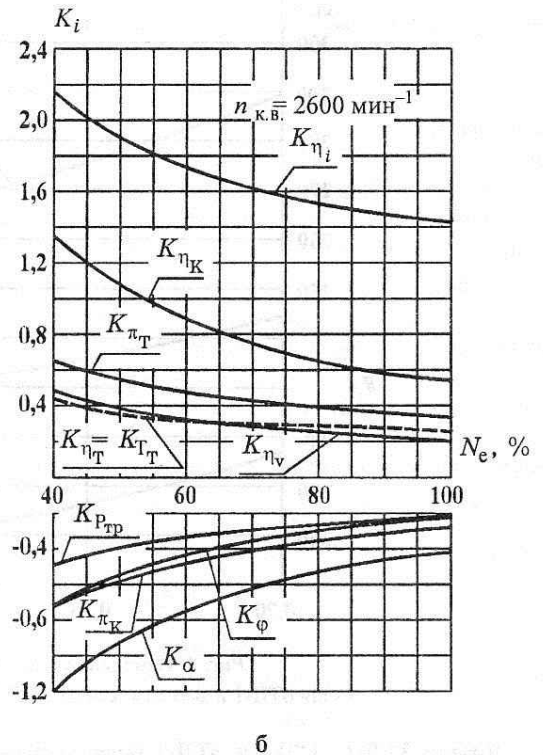
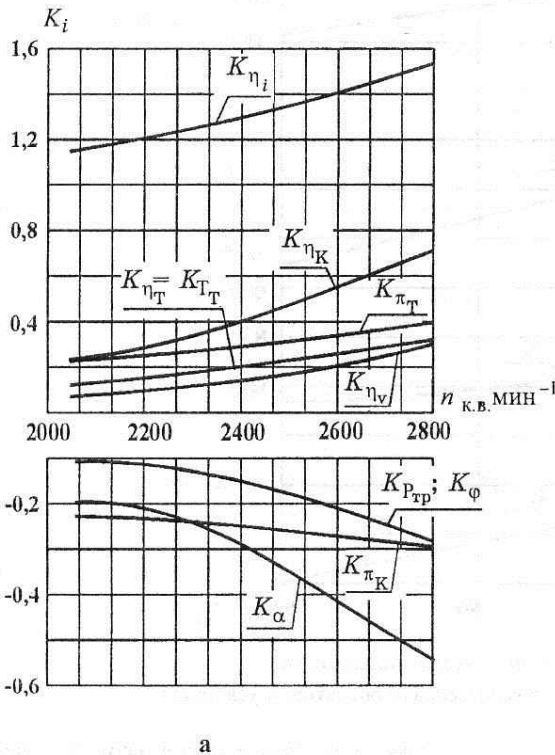


Рис. 2. Коэффициенты влияния отдельных параметров на эффективный КПД дизеля 6ТД-2 при работе по внешней (а) и нагрузочной (б) характеристикам в объектовых условиях

Итак, приведенный выше материал показывает, что, во-первых, в отличие от газотурбинного наддува, при котором влияние КПД компрессора и турбины на эффективный КПД дизеля несущественно [4], при механическом турбонаддуве двухтактных дизелей НТМ это влияние увеличивается с ростом давления наддува, причем приоритет в совершенствовании характеристик агрегатов системы наддува должен быть отдан в первую очередь компрессору, и, во-вторых, метод малых отклонений [3] может быть использован при определении расчетного режима для проектируемых компрессора и турбины системы механического турбонаддува двухтактного дизеля НТМ.

Список литературы:

1. Рязанцев Н.К. *Современные украинские танковые дизели // Двигателестроение*. – 2001. – № 3. – С. 4–5. 2. Рязанцев Н.К., Краюшкин И.А., Грицюк А.В. *Конверсионные и малолитражные двигатели для народного хозяйства // Двигателестроение*. –

2001. – № 3. – С. 3–4. 3. Погодин С.И. *Рабочие процессы транспортных турбопоршневых двигателей*. – М.: Машиностроение, 1978. – 312 с. 4. Портнов Д.А. *Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия*. – М.: Машигиз, 1963. – 640 с. 5. *Результаты испытаний тракторного двигателя В-42 с турбонаддувом / В.И. Бутов, В.Я. Ласюченко, С.М. Музикус, Ю.А. Епанешников, Г.Б. Бурман // Тракторы и сельхозмашины*. – 1968. – № 10. – С. 9–12. 6. Перерва П.Я. *Форсирование танкового двухтактного дизеля с прямоточной продувкой до 45 кВт/л при улучшении его технико-экономических показателей за счет разработки рациональной газозооной системы: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02*. – Харьков, 1983. – 198 с. 7. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. *Особенности работы центробежного компрессора в системе наддува двухтактного турбопоршневого транспортного двигателя // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.* – Харьков «ХАИ», 2001. – Вып. 23. – С. 49–53.

УДК 621.43:662.6/8

А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.Ф. Минак, канд. техн. наук, И.А. Слабун, канд. техн. наук, А.А. Осетров, асп., О.Ю. Линьков, асп., К.В. Марков, асп., Д.Н. Аскрепов, инж.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ТОКСИЧНОСТИ ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ТОПЛИВАХ РАСТИТЕЛЬНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ

Введение

В условиях истощения мировых запасов нефти и газа актуальным становится поиск альтернативных видов сырья для производства моторных топлив. Эта проблема еще более остро стоит перед Украиной, импортирующей большую часть нефти и газа. Поэтому в последнее время большой интерес стали вызывать возобновляемые источники энергии растительного происхождения, в том числе растительные масла и их эфиры. В статье представлены результаты исследования рабочего процесса и токсичности отработавших газов (ОГ) дизеля СМД-23 при его работе на смесях рапсового масла (РМ) с дизельным топливом (ДТ), а также этиловом эфире рапсового масла (ЭЭРМ). Исследования проведены кафедрой ДВС НТУ «ХПИ» совместно с ОАО ГСКБД. Указанная работа ведется в рамках программ, выполняемых по бюджетной тематике.

Цели и задачи исследования

В работе [1] представлены предварительные результаты испытаний, касающиеся, в основном, токсичности ОГ дизеля при использовании указан-

ных выше топлив. Тенденции изменения выхода вредных веществ с ОГ дизеля при использовании альтернативных топлив растительного происхождения видны из рис. 1. Здесь приведены данные, полученные при работе дизеля на нагрузочных характеристиках с частотой вращения коленчатого вала, соответствующей режимам номинальной мощности $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и максимального крутящего момента $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Из представленных данных видно, что при использовании добавок растительных масел к ДТ, а также при работе дизеля на чистом ЭЭРМ на режимах с большими нагрузками, в основном, происходит снижение образования СО, сажи и небольшой рост выбросов NO (за исключением ЭЭРМ, для которого выбросы NO снижаются). На режимах малых нагрузок выбросы СО и сажи растут, а NO снижаются.

Для объяснения выявленных закономерностей были проведены исследования рабочего процесса и токсичности дизеля. В их ходе ставились следующие задачи:

- получение более полных данных о составе отработавших газов дизеля;
- исследование физико-химических свойств топлив;