ХАРЬКОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Аспирант ЕЛИЗЕВА Елена Владимировна

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ БЫСТРОХОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗА СЧЕТ УТИЛИЗАЦИИ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ В СИЛОВОЙ ТУРБИНЕ

Специальность 05.04.02 – тепловые двигатели

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков – 1993 г.

Л627.354

ЛННБ України ім.В.Стефаника
00814218 (О)

Работа выполнена на кафедре "Теплотехника и тепловые двигатели" Харьковского института инженеров железнодорожного транспорта.

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент В.А.Петросянц.

Официальные оппоненты– доктор технических наук, профессор Н.К. Шокотов, кандидат технических наук, В.Г. Рябикин.

Ведущее предприятие – Харьковское конструкторское бюро по двигателям / ХКБД /

Защита состоится "3" июня 1993г. в 13[30] часов на заседании специализированного совета К 114.04.01 по специальности 05.04.02 – тепловые двигатели при Харьковском институте инженеров железнодорожного транспорта по адресу: г. Харьков, пл. Фейербаха, 7, ХИИТ.

С диссертацией и авторефератом можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "30" апреля 1993г.

Ученый секретарь
специализированного совета
кандидат технических наук В.И. Пелепейченко

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Проблема экономии сырьевых ресурсов, как никогда, актуальна в настоящее время. Поэтому основной тенденцией в развитии машиностроения и, в частности, дизелестроения является повышение экономичности, надежности и долговечности машин.

Анализ проведенных ранее исследований показал, что в современных двигателях преобладает тенденция к увеличению литровой мощности при сохранении всех существующих требований, а также максимальная унификация по основным деталям, что позволяет уменьшить объемы исследовательских и конструкторских работ. Наиболее высокими показателями обладают модификации с газотурбинным наддувом, при котором существенно улучшается использование рабочего объема цилиндров двигателя.

Наряду с традиционными методами, применяемыми для повышения экономичности дизельных двигателей, такими как совершенствование рабочего процесса, повышение КПД агрегатов наддува и др., в дизелестроении идет активный поиск нетрадиционных схем комбинированных установок.

Одной из таких схем является схема системы газотурбинного наддува со свободным турбокомпрессором и силовой турбиной. Преимущества такой схемы в том, что, во-первых, происходит более полное использование энергии отработавших газов, во-вторых, мощность, вырабатываемая силовой турбиной, может служить для увеличения мощности двигателя, либо, при сохранении мощности силовой установки, для разгрузки ее поршневой части, что способно повысить показатели надежности и долговечности цилиндро-поршневой группы двигателя. Вместе с тем, вопросы использования турбокомпаундной схемы на дизелях автотракторного типа еще недостаточно изучены.

Поэтому возникла необходимость исследования возможности повышения топливной экономичности двигателей автотракторного типа за счет применения силовой турбины в системе газотурбинного наддува.

Цель работы. Целью данной диссертационной работы является исследование возможности повышения топливной экономичности автотракторного дизеля 6ЧН12/14 за счет применения в системе газотурбинного наддува высокоэффективной силовой турбины.

Исходя из этого определены следующие задачи исследования.

1. Разработка математической модели турбокомпаундного двигателя.

2. Проведение многофакторной оптимизации с целью определения оптимальных конструктивных параметров силовой турбины и турбины свободного турбокомпрессора, обеспечивающих повышение топливной экономичности в широком диапазоне рабочих режимов двигателя 6ЧН12/14.

3. Исследование нагрузочных характеристик турбокомпаундного двигателя и определение диапазона нагрузок, при котором целесообразно применение силовой турбины.

4. Проектирование и изготовление силовой турбины оптимальной конструкции.

5. Экспериментальная проверка полученных результатов на безмоторном и моторном стендах.

Научная новизна. Разработана математическая модель турбокомпаундного двигателя на основе ранее созданных на кафедре "Теплотехника и тепловые двигатели" математических моделей поршневой части двигателя, компрессора и радиально-осевой турбины, позволяющая проводить многофакторную оптимизацию лопаточных машин системы ГТН.

Впервые проведена совместная многофакторная оптимизация конструкций силовой турбины и турбины турбокомпрессора в составе математической модели двигателя, основанная на разработанной совместно с кафедрой "Прикладная математика" ХПИ методике оптимизации лопаточных машин ДВС. В результате создана высокоэффективная силовая турбина, обеспечивающая существенное повышение топливной экономичности быстроходного четырехтактного двигателя за счет турбокомпаундирования.

На основании выполненных исследований установлено:

– при равном давлении наддува на номинальном режиме работы турбокомпаундный двигатель при снижении частоты вращения коленчатого вала развивает большее давление наддува по сравнению с двигателем с традиционной системой газотурбинного наддува, что приводит к снижению температуры газов перед турбиной ТКР, улучшению индикаторного КПД двигателя и, как следствие, к улучшению топливной экономичности. Для двигателей тракторного типа турбокомпаундирование означает возможность повышения коэффициента приспособляемости.

- при работе двигателя по нагрузочным характеристикам турбокомпаундирование приводит к снижению расхода топлива при нагрузках не менее $0,5 N_{e\,ном}$. Для того, чтобы увеличить диапазон экономичной работы турбокомпаундного двигателя необходимо применять редуктор с переменным передаточным отношением.

Практическая ценность. В результате оптимизационных исследований были выбраны оптимальные конструктивные параметры турбины свободного ТКР, силовой турбины.

По результатам оптимизации была спроектирована и изготовлена силовая турбина оптимальной конструкции с диаметром колеса 125 мм, испытания которой на безмоторном стенде показали высокие значения внутреннего и эффективного КПД ($\eta_{oi} = 0,9$, $\eta_{oe} = 0,78$).

Экспериментальная проверка результатов расчетных исследований на развернутом двигателе СМД-31 показала:

- повышение топливной экономичности на номинальном режиме работы $N_{e\,ном}$ = 184 кВт составило 8 г/кВт·ч, а при форсировании до $N_{e\,ном}$ = 200 кВт - 10 г/кВт·ч.

- увеличение давления наддува за счет установки силовой турбины при снижении частоты вращения коленчатого вала. На режиме максимального крутящего момента давление наддува возрастает на 0,016 МПа, увеличивается коэффициент избытка воздуха с 1,45 до 1,54, понижается температура отработавших газов на 47 К, при этом удельный эффективный расход топлива снижается на 6 г/кВт·ч.

В результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований доказано, что установка силовой турбины на дизелях автотракторного типа целесообразна.

Внедрение работы. Результаты работы внедрены в Головном специализированном бюро по двигателям средней мощности /г.Харьков/. К внедрению принята конструкция силовой турбины ТС-12,5 для дизелей семейства 6ЧН12/14.

Экономический эффект от внедрения силовой турбины ТС-12,5 составляет 19 млн. рублей при годовой программе выпуска двигателей 6ЧН12/14 /в ценах января 1992 г./.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались: на научно-практическом семинаре " Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" / г. Владимир, 1991 г./, на научно-технических конференци-

ях Харьковского института инженеров железнодорожного транспорта в 1991...1992 г.

Публикации. По теме диссертации опубликована статья и тезисы доклада.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, приложения, содержит 106 страниц машинописного текста, 28 рисунков, 26 таблиц, список литературы, включающий 85 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность исследуемой проблемы, рассмотрены общая постановка задачи и пути ее исследования.

В первой главе на основании анализа отечественных и зарубежных публикаций, посвященных вопросам повышения эффективности двигателей за счет совершенствования системы газотурбинного наддува / ГТН / установлено, что наиболее существенным резервом повышения топливной экономичности является более полное использование энергии отработавших газов.

Одним из способов использования энергии отработавших газов является газотурбинный наддув, который стал составной частью современных форсированных двигателей внутреннего сгорания. От совершенства системы газотурбинного наддува и рациональной ее организации зависит возможность достижения высоких технико-экономических показателей двигателя и в первую очередь, повышения топливной экономичности.

Поэтому в обзоре литературных источников внимание уделено оценке эффективности систем газотурбинного наддува, в том числе "импульсной" системе наддува, как наиболее предпочтительной, а также вопросам влияния КПД турбокомпрессора на параметры системы турбонаддува и на эффективные показатели работы дизеля.

Однако, даже у высокофорсированных систем ГТН отработавшие газы обладают большой энергией. Поэтому все большее количество двигателестроительных фирм во всем мире обращается к вопросу турбокомпаундирования двигателей, когда наряду со свободным турбокомпрессором устанавливается соединенная с коленчатым валом газовая турбина, и мощность создается не только в цилиндрах двигателя, но и в силовой турбине. Анализ ис-

следований " адиабатных" двигателей показал, что их использование целесообразно лишь в случае применения турбокомпаундной схемы.

Исследования работы комбинированных двигателей с использованием избыточной мощности силовых турбин проводились рядом зарубежных фирм как для четырехтактных, так и для двухтактных ДВС. На основе исследований вопросов турбокомпаундирования двигателей, установлено, что использование силовых турбин не приводит к существенным изменениям конструкций двигателей и по сравнению с другими утилизационными системами требует меньших затрат.

Анализ известных литературных источников показал, что для дизельного двигателя автотракторного типа наиболее целесообразна схема последовательной установки силовой турбины за турбиной свободного турбокомпрессора. При такой схеме установки силовой турбины в случае уменьшения расхода газа на частичных нагрузках, повышенный перепад давлений срабатывается на первой по ходу газов турбине свободного турбокомпрессора, что способствует более быстрому разгону турбокомпрессора, ограничению цикловой подачи топлива, уменьшению удельного эффективного расхода топлива и дымности.

На основе анализа результатов исследований, посвященных использованию силовых турбин, установлено, что наиболее широкое применение они получили в двигателях большой размерности - судовых и стационарных, где расход отработавших газов достаточен для применения высокоэффективных осевых газовых турбин и переходные режимы составляют незначительную часть в эксплуатации. При этом достигается улучшение топливной экономичности двигателей до 5...7 %.

Благодаря созданию зарубежными фирмами турбоагрегатов малой размерности с высокими КПД, исследования, проведенные в последние годы показали возможность применения силовых турбин на быстроходных двигателях. Анализ исследований фирм *Cummins, Mitsubishi, Scania и др.* по установке силовых турбин на двигатели грузовых автомобилей и автобусов показал возможность повышения топливной экономичности на 5 % и мощности до 30 %.

Анализ опыта использования силовых турбин на различных типах двигателей показал, что важнейшей задачей при разработке турбокомпаундных двигателей считается выбор оптимального

соотношения мощности двигателя и силовой турбины, а также ее конструкции. Основным вопросом ряда исследований, посвященных этой теме, является выбор рационального соотношения давления газов перед турбиной ТКР и давлением наддува.

Кроме того, анализ теоретических и экспериментальных работ в этой области для двигателей автотракторного типа, проведенных в ХПИ показал, что применение силовой турбины целесообразно лишь при высоких значениях КПД газовых турбин / $\eta_T > 0{,}75$ /. Однако, практического подтверждения повышения топливной экономичности двигателей автотракторного типа путем турбокомпаундирования не было получено.

Анализируя результаты исследований авторов, посвященные турбокомпаундированию двигателей, можно сделать вывод о том, что вопрос использования силовых турбин на автотракторных двигателях еще недостаточно изучен и не получено экспериментальное подтверждение возможности улучшения топливной экономичности дизеля путем использования энергии отработавших газов в силовой турбине. Этим определены цель и задачи данного исследования.

Во второй главе изложены основные положения математической модели рабочего процесса турбокомпаундного двигателя, включающей в себя моделирование рабочего процесса поршневой части двигателя, турбокомпрессора, состоящего из центробежного компрессора и радиально-осевой турбины, и силовой турбины.

Большое количество режимных и конструктивных параметров, подлежащих оптимизации, затрудняет применение полномасштабных развернутых моделей рабочих процессов в цилиндро-поршневой части двигателя, впускном и выпускном коллекторах. В связи с этим, модель турбокомпаундного двигателя была несколько упрощена за счет математической модели рабочего процесса собственно двигателя.

В качестве математической модели двигателя использовались полиномиальные зависимости, позволяющие получить основные параметры рабочего процесса от давления наддува P_s, температуры воздуха после охладителя наддувочного воздуха T_s, давления перед турбиной ТКР P_T, цикловой подачи топлива в цилиндры $B_ц$, угла открытия выпускного клапана α_e при постоянной частоте вращения коленчатого вала n_g.

$$N_e, T_T, G_s, \alpha, \eta_i, P_{M.V.}, P_z = f_i(P_s, T_s, P_T, \alpha_e, B_ц) / n_g = const$$

Эти зависимости были получены при помощи методов математического планирования вычислительного эксперимента на полномасштабной модели цилиндро-поршневой части двигателя.

В качестве математической модели силовой турбины и турбины турбокомпрессора применялась математическая модель радиально-осевой турбины, разработанная на кафедре "Теплотехника и тепловые двигатели" ХИИТа. Модель позволяет при заданной конструкции проточной части и независимых параметрах - давлении и температуре газа перед ступенью, частоте вращения ротора и давлении газа за ступенью - достоверно определить расход газа через ступень и ее КПД. Она успешно использовалась на кафедре при моделировании турбин турбокомпрессоров ТКР-11, ТКР-7 и при проектировании новой турбинной ступени ТКР-8,5. Модель строится на поэлементном методе расчета. В каждом элементе движение газа описывается при помощи уравнений сохранения газовой динамики и зависимостей, описывающих диссипативные процессы - потери на трение вязкого газа о стенки канала, кромочные потери и концевые, а также потери на "удар" при неоптимальных углах атаки на сопловые и рабочие лопатки и т. др.. Отличительной особенностью модели является учет влияния на потери конструктивных параметров элемента и режимных параметров-чисел Маха и Рейнольдса, а также ее универсальность в отношении типа направляющего аппарата, способа подвода газа в турбине и условий ее работы на двигателе.

При расчете эффективной мощности силовой турбины учтены потери мощности в редукторе $\Delta N_р$, которые рассчитываются по зависимостям, полученным в ХПИ на кафедре ДВС.

Эффективная мощность турбокомпаундного двигателя /силовой установки/ $N_{eсу}$ определяется как сумма эффективной мощности собственно двигателя N_e и эффективной мощности силовой турбины $N_e^{т}$, а удельный эффективный расход топлива $g_{eсу} = B_ч / N_{eсу}$

Математическая модель турбокомпаундного двигателя позволяет при необходимости выключить из расчета силовую турбину и исследовать режимы работы двигателя с традиционной системой наддува, что необходимо в случае сравнения показателей работы турбокомпаундного и серийного двигателей.

Сопоставление экспериментальных нагрузочных характеристик серийного двигателя 6ЧН12/14 с расчетными показало адекватность разработанной математической модели.

Третья глава посвящена вопросу оптимизации конструктивных параметров турбины свободного турбокомпрессора и силовой турбины турбокомпаундного двигателя.

В качестве задачи анализа использовалась разработанная математическая модель турбокомпаундного двигателя.

Критерием качества оптимизируемого варианта является условие минимального удельного эффективного расхода топлива силовой установки g_{ecy}. При этом требуется выполнение функциональных ограничений: на максимальное давление сгорания $P_z < 13$ МПа, на температуру отработавших газов в выпускном коллекторе $T_7 < 930$ К, на мощность СУ $N_{ecy} = 184$ кВт.

В число варьируемых конструктивных параметров по каждой турбине включались: площадь проходного сечения улитки на входе F_{co}, наружный радиус соплового аппарата R_{co}, высота сопловых лопаток ℓ_{co}, конструктивный угол входа потока в сопловой аппарат α_{ok}, конструктивный угол выхода потока из соплового аппарата α_{ik}, число рабочих лопаток z_k, осевая протяженность рабочего колеса H_k, периферийный диаметр колеса на выходе D_{2p}, конструктивный угол выхода потока на диаметре D_{2p} – β_{2p}. Остальные конструктивные параметры – втулочный диаметр, диаметр вала и т. д.– задавались исходя из возможностей современной технологии.

Таким образом, количество варьируемых параметров по каждой турбине составило девять, к тому же варьировалась и мощность собственно двигателя при наложении ограничения на мощность силовой установки ($N_{ecy} = 184$ кВт) с целью найти оптимальное распределение мощности собственно двигателя и силовой турбины.

Для проведения многофакторной оптимизации использовался метод оптимизации, описанный в диссертации и разработанный совместно кафедрами "Прикладная математика" ХПИ и "Теплотехника и тепловые двигатели" ХИИТа.

Оптимизация проводилась при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n_д = 2000$ мин$^{-1}$. При одном типоразмере турбокомпрессора ТКР-11 оптимизировались поочередно три типоразмера силовой турбины с диаметрами колес 110мм, 125мм, 140мм.

В четвертой главе приведены результаты оптимизации силовой турбины и турбины свободного турбокомпрессора, а также рассмотрено влияние установки силовой турбины на рабочий процесс двигателя.

По результатам оптимизации был выбран типоразмер силовой турбины. При этом учитывалось влияние типоразмера силовой турбины на передаточное отношение редуктора и топливную экономичность силовой установки. С увеличением типоразмера снижается передаточное отношение редуктора, увеличивается максимальный КПД силовой турбины и улучшается топливная экономичность СУ, но в то же время увеличиваются массо-габаритные показатели. Предпочтение было отдано силовой турбине с диаметром колеса 125 мм - ТС-12,5, у которой максимальный эффективный КПД достигает η_{oi} = 0,78, а требуемое передаточное отношение i_p = 15. При этом снижение удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме работы составляет 8г/кВт·ч.

Проведен анализ причин повышения эффективности двигателя 6ЧН12/14 при установке на нем силовой турбины ТС-12;5. Для этого, при помощи развернутой модели двигателя был выполнен расчет номинального режима работы, режима максимального крутящего момента и нагрузочных характеристик ($n_д$ = 2000 мин$^{-1}$)

Для объективного сравнения соблюдалось условие равенства давления наддува на номинальном режиме работы базового и турбокомпаундного двигателей.

В результате установлено следующее.

С точки зрения рабочего процесса дизеля, а точнее процесса газообмена, установлено, что применение силовой турбины приводит к отрицательным последствиям. Так на номинальном режиме работы среднее давление насосных ходов поршня увеличилось с $P_{н.х.}$ = 0,07 МПа до $P_{н.х}$ = 0,13 МПа / рис. 1,2 /. Коэффициент остаточных газов в цилиндре также увеличился с γ = 0,0307 до γ = 0,0463, несмотря на малое перекрытие клапанов у базового двигателя $\Delta\varphi_{пк}$ = 52 град. Силовая турбина ТС-12,5 при N_{ecy} = 184 кВт вырабатывает более 10 % мощности силовой установки. Поэтому, вследствие уменьшения среднего индикаторного давления на 0,009 МПа из-за снижения мощности собственно двигателя, удельный индикаторный расход топлива увеличивается на 3,5 г/кВт·ч. Но, благодаря высокой эффективности силовой турбины, на номинальном режиме работы СУ мощность, вырабатываемая ТС-12,5 и передаваемая на коленчатый вал двигателя на 47 % превышает увеличение мощности, затрачиваемой на насосные хода поршня, т.е. главным условием успешного турбокомпаундирования двигателя является $P_{em} - |\Delta P_{н.х.}| > 0$ / рис. 2 /.

Расчетные исследования также показали, что при снижении

нагрузки СУ при $n_e = const$ выигрыш в g_e от установки силовой турбины снижается и при мощности $N_e < 0,5 N_{e\,СУ}^{ном}$ удельный эффективный расход топлива турбокомпаундного двигателя становится больше, чем у базового. Объясняется это снижением КПД силовой турбины из-за увеличения характеристического числа силовой турбины. Очевидно, что при необходимости, устранить этот недостаток возможно применением редуктора с переменным передаточным отношением.

Как уже отмечалось, установка силовой турбины приводит к разгрузке поршневой части двигателя по мощности. Вследствие этого, а также из-за существенного снижения расхода топлива на номинальном режиме работы СУ $N_{eСУ}$ = 184 кВт наблюдается увеличение коэффициента избытка воздуха с α = 1,78 до α = 1,83 и, следовательно, снижение температуры выпускных газов перед турбиной турбокомпрессора на 15 К.

Таким образом, установка высокоэффективной силовой турбины на двигатель, помимо существенного снижения расхода топлива, приводит к снижению механической и тепловой напряженности деталей двигателя и способствует повышению показателей надежности и долговечности.

Анализ кривой давления в выпускном коллекторе показал, что установка силовой турбины практически не изменяет условия работы турбины турбокомпрессора с точки зрения амплитуды пульсаций. В то же время, давление газов перед силовой турбиной остается практически постоянным, т.е. силовую турбину можно рассматривать как "изобарную".

Исследования рабочего процесса турбокомпаундного двигателя 6ЧН12/14 на режиме максимального крутящего момента выявили еще одно существенное преимущество установки силовой турбины за турбиной турбокомпрессора – увеличение давления наддува на 0,016 МПа по сравнению с серийным двигателем при том, что на номинальном режиме работы давление наддува у базового и турбокомпаундного двигателей было одинаковым. Объясняется это уменьшением пропускной способности турбины турбокомпрессора при установке за ней силовой турбины. В результате, при снижении расхода газа турбина ТКР в турбокомпаундной схеме вырабатывает и отдает компрессору большую мощность из-за увеличения степени понижения давления π_T. Вследствие увеличения давления наддува, на 0,1 увеличивается коэффициент избытка воздуха. При этом снижение расхода топлива на режиме максимального крутящего момен-

та составило 3 %.

Пятая глава посвящена результатам экспериментального исследования силовой турбины и турбокомпаундного двигателя.

По результатам оптимизации была спроектирована и изготовлена силовая турбина оптимальной конструкции.

Экспериментальные исследования силовой турбины проводились на безмоторном воздушном стенде ГСКБД. Программа испытаний предусматривала исследование характеристик силовой турбины на скоростных режимах, соответствующих приведенным частотам вращения ротора, которые охватывают интервал изменения частоты вращения ротора силовой турбины при работе ее в системе ГТН двигателя.

Исследования показали высокую эффективность силовой турбины. Как видно из рис. 3, внутренний КПД турбины достигает максимума при значении u/c_o = 0,67 и составляет 0,9 , максимальный эффективный КПД силовой турбины достигается на скоростном режиме $\bar{n}$ = 1836 при значении u/c_o = 0,67 и составляет 0,78.

Сравнительные испытания серийного и турбокомпаундного дизеля 6ЧН12/14 проводились на моторном стенде ГСКБД. В ходе проведения эксперимента конструкция дизеля и регулировка топливной аппаратуры не изменялись, в качестве турбокомпрессора применялся ТКР-11. Для объективного сравнения показателей базового и турбокомпаундного двигателей давление наддува на номинальном режиме работы устанавливалось одинаковым путем изменения проходного сечения соплового аппарата турбины ТКР-11 f_{co} = 1500 мм^2 у базового двигателя и f_{co} = 1050 мм^2 у турбокомпаундного. На рис. 4 представлены нагрузочные характеристики, полученные в результате экспериментальных исследований при $n_д$ = 2000 мин$^{-1}$ и $n_д$ = 1600 мин$^{-1}$.

Эксперименты подтвердили, в основном, результаты расчетных исследований. Так удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме работы уменьшился на Δg_e = 8 г/кВт·ч / 3,5 % /. При форсировании двигателя по нагрузке до $N_{e\,ф}$=200кВт снижение составило 10 г/кВт·ч. Этот режим можно рассматривать как форсирование базового двигателя силовой турбиной. При этом, как следует из рис. 4, коэффициент избытка воздуха уменьшился с 1,73 до 1,71 , а температура газов перед турбиной турбокомпрессора увеличилась на 17 К по сравнению с базовым двигателем. Объясняется это тем, что с ростом $P_т$ в коллек-

торе увеличивается коэффициент остаточных газов в цилиндре двигателя. Как и в расчетах, снижение расхода топлива за счет турбокомпаундирования наблюдается вплоть до нагрузки $N_{eay} = 0{,}5 N_{eay}^{ном}$. При дальнейшем снижении нагрузки мощность силовой турбины оказывается меньше мощности дополнительных насосных потерь.

Испытания двигателя на режиме максимального крутящего момента показали увеличение давления наддува с 0,19 МПа у базового двигателя до 0,205 МПа у турбокомпаундного /рис. 4/. При этом коэффициент избытка воздуха увеличился с 1,45 до 1,54 при установке силовой турбины, а температура газов перед турбиной турбокомпрессора уменьшилась на 47 К. Таким образом, установка высокоэффективной силовой турбины позволяет повысить при необходимости коэффициент приспособляемости двигателя. Экономия топлива на этом режиме составила 6 г/кВт·ч или 2,8 %.

В заключении отмечается, что испытания турбокомпаундного двигателя 6ЧН12/14 показали преимущества такого типа двигателей перед двигателями с традиционной системой ГТН – существенное повышение топливной экономичности, возможности увеличения коэффициента приспособляемости, снижение температуры газов в выпускном коллекторе, особенно на режиме низких частот вращения коленчатого вала, разгрузке поршневой части двигателя по мощности, что способствует улучшению показателей надежности и долговечности.

ВЫВОДЫ

1. В результате расчетно-экспериментальных исследований доказана целесообразность установки силовой турбины на двигателях автотракторного типа.

2. Проведена многофакторная оптимизация конструкций турбины турбокомпрессора и силовой турбины в составе разработанной математической модели турбокомпаундного двигателя.

3. Создана конструкция высокоэффективной силовой турбины ТС-12,5.

4. В результате расчетно-экспериментальных исследований установлено; что использование силовой турбины в системе газотурбинного наддува двигателя 6ЧН12/14 позволяет повысить топливную экономичность двигателя: на режиме номинальной мощности Δg_e = 8 г/кВт·ч, на режиме форсирования двигателя силовой турбиной N_{eay} = 200 кВт Δg_e = 10г/кВт·ч, на режиме максимального крутящего момента Δg_e = 6 г/кВт·ч.

5. При сохранении номинальной мощности двигателя 6ЧН12/14 / N_{eay} = 184 кВт / силовая турбина вырабатывает более 10 % этой мощности. Это приводит к разгрузке поршневой части двигателя, а, следовательно, к улучшению механической и тепловой напряженности цилиндро-поршневой группы, т.е. к улучшению показателей надежности и долговечности двигателя.

При форсировании двигателя 6ЧН12/14 силовой турбиной до N_{eay} = 200 кВт наблюдается незначительный рост температуры газов перед турбиной турбокомпрессора.

6. Отличительной особенностью установки силовой турбины на двигатель является увеличение давления наддува на пониженных частотах вращения коленчатого вала по сравнению с серийным двигателем. Так на режиме максимального крутящего момента давление наддува при установке силовой турбины возрастает с 0,196 МПа до 0,205 МПа при том, что на номинальном режиме оно было равным у обоих вариантов. При этом у турбокомпаундного двигателя температура выпускных газов перед турбиной турбокомпрессора снизилась на 47 К. Следовательно, турбокомпаундирование двигателя позволяет увеличить при необходимости коэффициент приспособляемости.

7. В то время как турбина турбокомпрессора работает в импульсном потоке газа, давление газов перед силовой турбиной остается постоянным, т.е. силовая турбина работает как "изобарная".

8. При работе двигателя по нагрузочным характеристикам турбокомпаундирование приводит к снижению расхода топлива при нагрузках не менее 50 % от $N_{eay}^{ном}$. Для того, чтобы увеличить диапазон экономичной работы двигателя при $n_g = const$ необходимо использовать редуктор с переменным передаточным отношением.

Основные положения диссертации изложены в работах:

1. Симсон А.Э., Петросянц В.А., Елизева Е.В. Оптимизация турбокомпрессора и силовой турбины турбокомпаундного двигателя. – Харьков, ХИИТ, 1993, 9 с, – Деп. в УКРИНТЭИ, № 461.

2. Петросянц В.А., Ефимова Л.П., Елизева Е.В. Исследование применения силовой турбины для быстроходного двигателя / В кн.: Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. – Тез. докл. на 2-- Всесоюзном научно-практическом семинаре. – Владимир, 1991.

3. Исследование систем и агрегатов двигателей типа СМД с целью повышения их технико-экономических показателей / Отчет, ХИИТ, Руководитель темы А.Э. Симсон, № ГР01900040277. – 98 с.

Расчетные диаграммы насосных ходов дизеля 6ЧН12/14
на режиме номинальной мощности

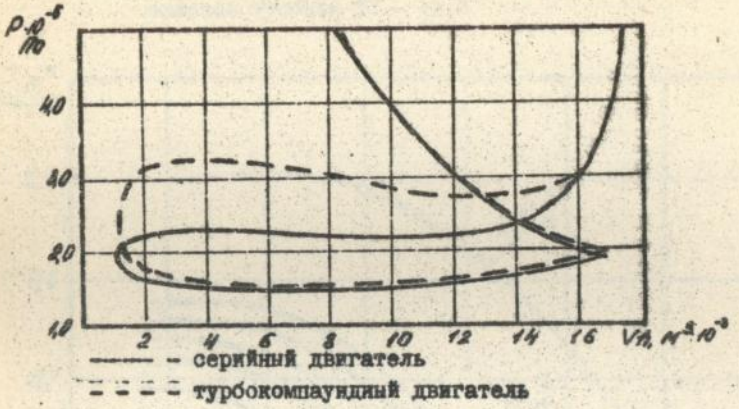


Рис. 1

Изменение параметров двигателя 6ЧН12/14 по нагрузочной характеристике

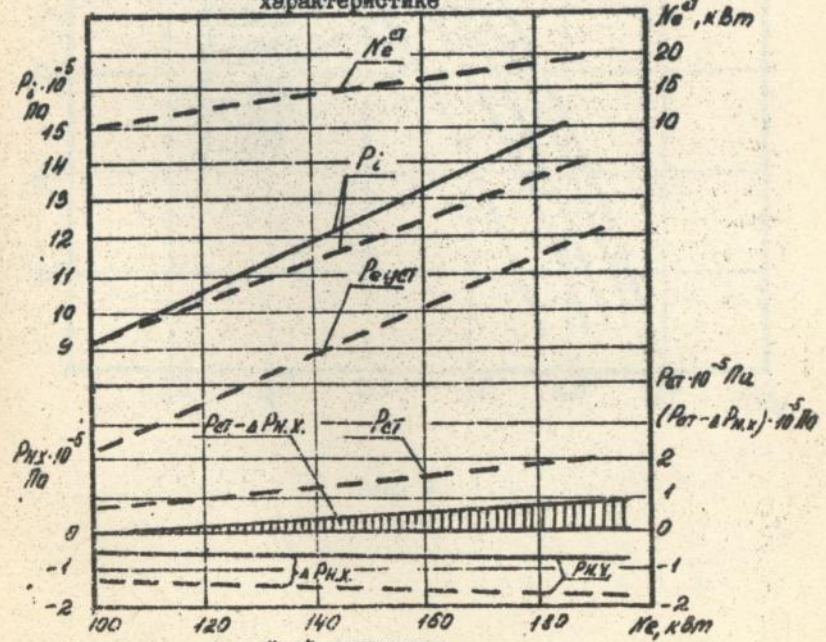
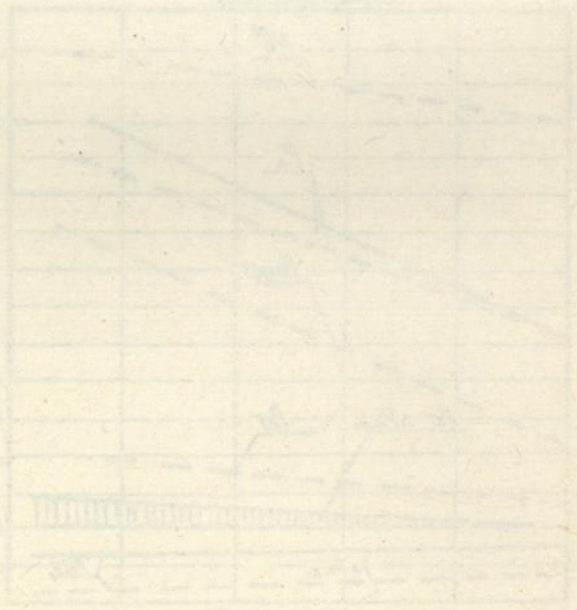


Рис. 2



Характеристики $\eta_{oi}^{*} = \eta_{oi}^{*}(u/c_o, \bar{n})$; $\eta_{oe}^{*} = \eta_{oe}^{*}(u/c_o, \bar{n})$.
силовой турбины ТС – 12,5

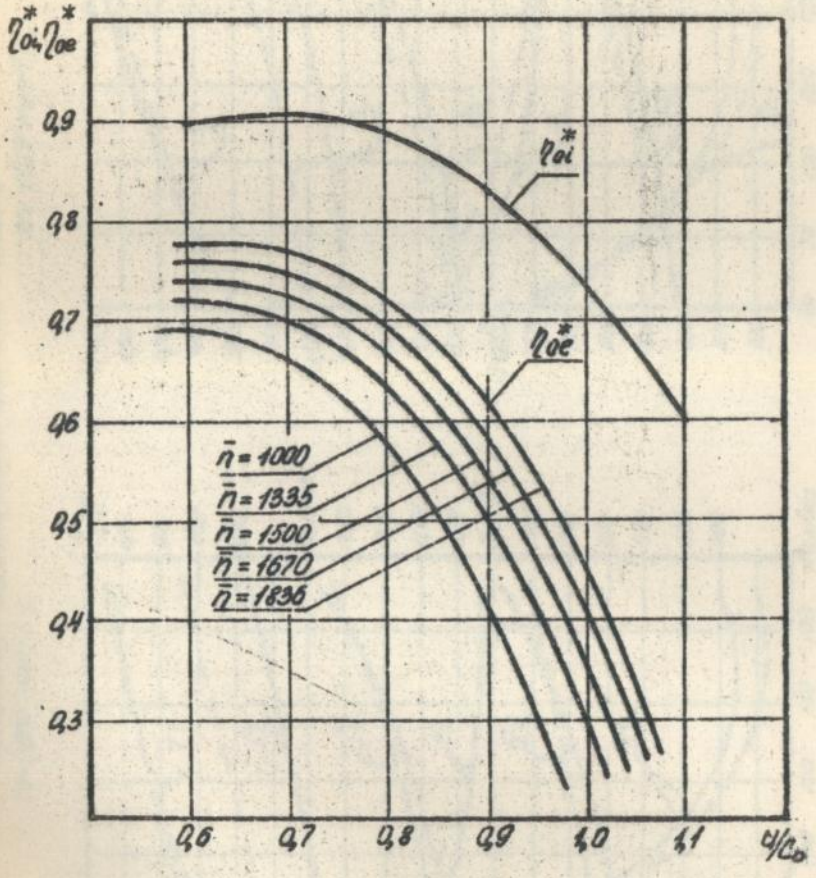
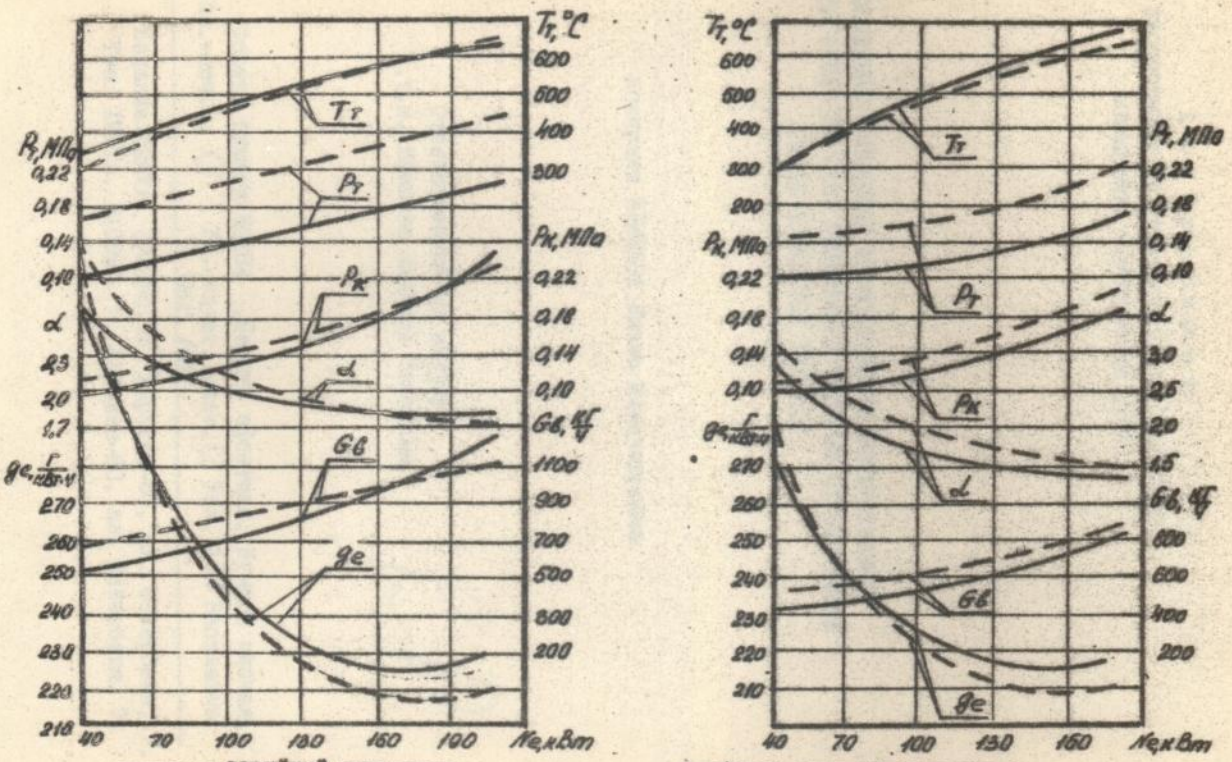


Рис. 3

Нагрузочные характеристики двигателя 6ЧН12/14

n=2000 мин⁻¹ n=1600 мин⁻¹



——— – серийный двигатель - - - - – турбокомпаундный двигатель

Рис. 4

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ БЫСТРОХОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗА СЧЕТ УТИЛИЗАЦИИ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ В СИЛОВОЙ ТУРБИНЕ

Аспирант ЕЛИЗЕВА Елена Владимировна

Ответственный за выпуск
к.т.н. Ефимова Людмила Павловна

Формат бумаги 60x84 .Печать офсетная. Бумага писчая.
Усл.-печ.л. 1,1 Уч.-издат. лист. 1,3 Зак. 322 Бесплатно
Тир. 100

Издание ХИИТа. 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.
Тип. ХИИТа, 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.

465142

Ав 27.354