

Применение системы наддува КОД с глубоким охлаждением наддувочного воздуха позволяет значительно повысить уровень форсирования двигателя наддувом и снизить теплонапряженность его деталей.

Способность системы наддува КОД обеспечить высокоэффективный наддув и охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры окружающей среды без привлечения дополнительной механической энергии на осуществление холодильного цикла обуславливает перспективность ее применения особенно в условиях жаркого климата.

**Список литературы:**

1. Ключ О.В. *The principle organization of work process unit of cascade compression and its application* / О.В. Ключ, А. И. Крайнюк, С. В. Алексеев // *scientific journals Maritime Uni-*

*versity of Szczecin. Szczecin.* – 2008 – 14(86). – С. 25-29. 2. Крайнюк А.И. Система наддува транспортного ДВС с каскадным обменником давления / А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, С.В. Алексеев, М.А. Брянцев // *Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені Володимира Даля.* - Луганськ. - 2008. – ч. 2.- № 7 (125). – С. 197-200. 3. Крайнюк А.И. Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления / А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, С.В. Алексеев, М.А. Брянцев // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2007.- №1.- С. 57-62. 4. Крайнюк А.И. Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления / С.В. Алексеев, М.А. Брянцев // *Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені Володимира Даля.*- Луганськ.- 2005.- № 8(90).- С. 176-179. 5. Крайнюк А. И. Моделирование рабочего процесса газовой холодильной машины с каскадным обменником давления рефрижераторной секции железнодорожного транспорта / А.А. Крайнюк, В.И. Кашуба, М.А. Брянцев, С.В. Алексеев // *Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені Володимира Даля.* – 2008. – ч. 1.- № 5 (123). – С. 118-124

УДК 621.436

*А.А. Лисовал, канд. техн. наук*

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ  
АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ**

**Введение**

На современных автомобильных, и в частности автобусных, дизелях применяются импульсные системы газотурбинного наддува (ГТН) с двухзаходными корпусами турбины. В Украине такие системы применяли ранее на V-образных дизелях СМД–62, СМД–72 и на дизелях фирмы Рено MIDR 06.02.260, которые устанавливали на автобусы ЛАЗ–52523 [1]. Основное преимущество импульсных систем ГТН – быстрое ускорение ротора турбокомпрессора до более высокой постоянной скорости при резком набросе нагрузки на двигатель. Уменьшение инерционности ГТН, вызванное газовыми связями между дизелем и турбокомпрессором, достигается путем передачи энергии отработавших газов (ОГ) с волнами давлений наддува к турбине практически без задержек по мере сгорания дополнительного топлива, подача которого вызвана набросом нагрузки.

При разработке в ОАО «ГСКБД» (г. Харьков) автомобильных модификаций рядных 6-цилиндровых дизелей СМД–31А.15, СМД–31Б.15 (вертикальные) и СМД–31.30 (горизонтальный) были проведены экспериментальные работы с целью выбора и настройки импульсных систем ГТН для каж-

дой модификации [2]. Параллельно при разработке автобусных модификаций дизелей СМД–31.15.01 и СМД–31.30 с той же целью в НТУ на кафедре «Двигатели и теплотехника» были выполнены расчетные исследования на математической модели. Расчетные исследования показали необходимость улучшения характеристик ГТН автомобильного дизеля СМД–31.15.01 в диапазоне частот вращения 1000...1600 мин<sup>-1</sup> с одновременным применением автоматического регулирования ГТН и настройкой отрицательного корректора топливopодачи на более узкий диапазон 1000...1200 мин<sup>-1</sup>.

В ОАО «ГСКБД» были определены нагрузочные и внешние скоростные характеристики дизеля СМД–31.15 с тремя турбокомпрессорами типа К27, изготовленные по лицензии фирмы ККК в г. Страконице (Чешская Республика), и которые отличаются площадями сечений разгонного участка турбины. Эти площади в двухзаходном корпусе турбины К27 соответственно были  $F_p = 17 \text{ см}^2$ ,  $19 \text{ см}^2$  и  $21 \text{ см}^2$ . Нагрузочные характеристики дизеля в диапазоне 1000...1600 мин<sup>-1</sup> были определены с шагом 100 мин<sup>-1</sup>.

**Постановка задачи**

Задачей исследований было провести сравнительный анализ нагрузочных характеристик для подбора настроек импульсной системы ГТН автобусного дизеля СМД–31.15.01 с целью обеспечения рациональной внешней скоростной характеристики – с горизонтальным участком крутящего момента. На рис. 1 показана внешняя скоростная характеристика дизеля RABA D10 UTSLL–160E2. Характеристика (рис. 1) была взята за прототип, т.к. дизель RABA устанавливали на автобусы ЛАЗ-52527. В соответствии с требованиями заказчика дизель СМД-31.15.01 был отрегулирован на номинальную мощность 160 кВт при 1900 мин<sup>-1</sup> и был установлен вместо дизеля RABA на автобус ЛАЗ-52527. Результаты исследований по формированию внешней скоростной характеристики дизеля СМД-31.15.01 опубликованы в работе [3].

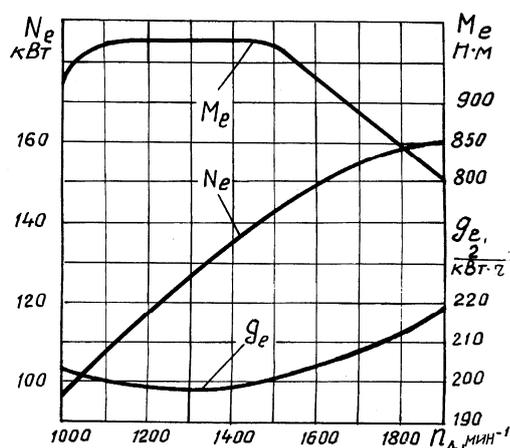


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика дизеля RABA D10 UTSLL–160E2

На основании проведенных работ и полученных результатов была поставлена задача – разработка научно-технических основ связанного регулирования системы ГТН и подачи топлива. Один из этапов работ направлен на формирование рациональной внешней скоростной характеристики дизелей СМД-

31.15 в более широком, чем у дизеля СМД-31.15.01, скоростном (до 2000...2100 мин<sup>-1</sup>) и мощностном (до 191 кВт и более) диапазоне.

В исследованиях обеспечение рациональной внешней скоростной характеристики автобусного дизеля достигалось выбором параметров регулирования газовой турбины и подбором настроек корректоров топливоподачи.

Для регулирования газовой турбины применён известный эффективный способ регулирования ГТН– изменением площади сечения разгонного участка на входе в турбину [4].

В качестве критериев эффективности работы дизеля по внешней скоростной характеристике выбраны: удельный эффективный расход топлива и дымность ОГ.

Конечной задачей исследований было получение зависимости между значениями пропускной способностью  $\mu F_T$  турбины и минимальным удельным эффективным расходом топлива для разработки алгоритма управления системы автоматического регулирования ГТН.

**Результаты экспериментальных исследований**

Нагрузочные характеристики были построены в зависимости от изменения относительной мощности  $N_e = N_{ei} / N_{ном} \cdot 100 \%$ , где значение  $N_{ном}$  для дизеля СМД–31.15 было принято 191,4 кВт. Результаты нагрузочных испытаний для характерных точек близких по  $N_e$  к соответствующим значениям по внешней скоростной характеристике приведены в табл. 1. Анализ нагрузочных характеристик в диапазоне 1000...1600 мин<sup>-1</sup> показал, что с возрастанием нагрузки турбокомпрессор К27 с площадью сечения разгонного участка в корпусе турбины  $F_p = 21 \text{ см}^2$  обеспечивает наименьшие значения коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

Таблица 1. Параметры дизеля СМД–31.15 по нагрузочным характеристикам

$n_d$ , мин <sup>-1</sup>	$N_e$ , %	$g_e$ , г/кВт·ч			$\alpha$			$p_{к1} / p_{тг}$		
		17см <sup>2</sup>	19см <sup>2</sup>	21см <sup>2</sup>	17см <sup>2</sup>	19см <sup>2</sup>	21см <sup>2</sup>	17см <sup>2</sup>	19см <sup>2</sup>	21см <sup>2</sup>
2000	100	220,7	218	221,4	1,93	1,95	1,88	0,878	0,911	0,924
1600	92	202,4	205	205	1,77	1,76	1,61	1,024	1,06	0,95
1400	78	204	203,8	206	1,67	1,64	1,56	1,082	1,102	1,10
1000	43	225	232,5	241	1,52	1,46	1,4	1,076	1,087	1,080

Для обеспечения бездымного сгорания по внешней скоростной характеристике в диапазоне низких частот в дальнейшем анализе были рассмотрены турбокомпрессоры с площадями сечения  $F_p = 17$  и  $19 \text{ см}^2$ .

Турбокомпрессор К27 с площадью сечения  $17 \text{ см}^2$  в зоне максимальных нагрузок создавал высокие значения  $\alpha$  и  $\pi_k$  для большинства скоростных режимов. Наименьшая площадь входного отверстия в турбине среди рассматриваемых трёх турбокомпрессоров создаёт наибольшее дросселирование, которое сопровождается высокими значениями частоты вращения ротора турбокомпрессора, температуры на входе в турбину. Увеличиваются гидравлические потери на процессы газообмена в дизеле, что зафиксировано меньшими значениями коэффициента наполнения и показателя  $p_{к1}/p_{тг}$  (давление наддува после компрессора / давление на входе в турбину).

Для нагрузочных режимов в диапазоне  $1600 \dots 2000 \text{ мин}^{-1}$  лучшая топливная экономичность дизеля получена при  $F_p = 19 \text{ см}^2$ . На этих режимах турбокомпрессор имеет наилучший показатель  $p_{к1}/p_{тг}$ .

В виду того, что при данной настройке топливной аппаратуры показатели дизеля с турбокомпрессорами К27 и  $F_p = 17 \text{ см}^2$  и  $19 \text{ см}^2$  очень близки по значениям по многим показателям, были проведены сравнительные исследования этих турбокомпрессоров по внешней скоростной характеристике. Результаты сравнительного анализа показаны на рис. 2, где обозначено:  $q_{ц}$  - цикловая подача топливного насоса;  $\overline{N_e}$  - мощность дизеля в относительных единицах;  $\alpha$  - коэффициент избытка воздуха;  $N$  - дымность ОГ;  $g_e$  - удельный эффективный расход топлива.

Установлено, что у дизеля СМД-31.15 с К27 при  $F_p = 17 \text{ см}^2$  минимальный удельный расход топлива получен при  $1400 \text{ мин}^{-1}$ . При  $F_p = 19 \text{ см}^2$  минимальное значение  $g_e$  смещено в сторону больших частот вращения и находится в районе  $1600 \text{ мин}^{-1}$ .

При номинальной частоте вращения  $2000 \text{ мин}^{-1}$  лучшая топливная экономичность у дизеля с турбо-

компрессором К27, у которого площадь сечения разгонного участка составляет  $19 \text{ см}^2$ .

Сравнение показателей работы турбокомпрессоров при частотах  $1000 \dots 1600 \text{ мин}^{-1}$  дизеля показало преимущество К27 с  $F_p = 17 \text{ см}^2$  в сравнении с К27, у которого  $F_p = 19 \text{ см}^2$ .

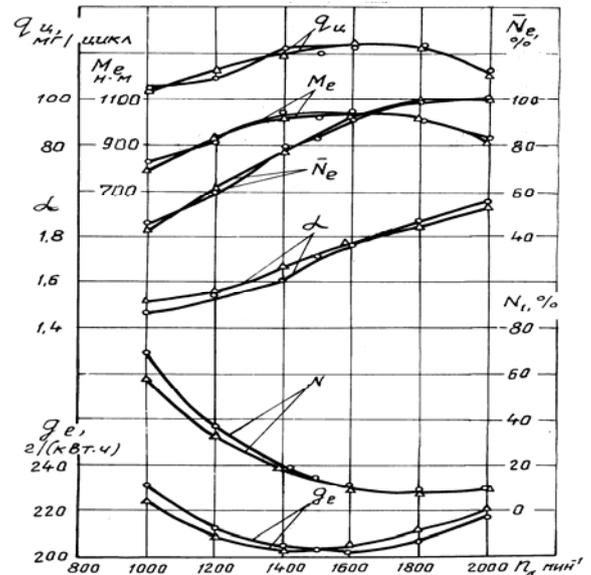


Рис. 2. Внешние скоростные характеристики дизеля СМД-31.15 с турбокомпрессорами:

- ▲—▲—▲ К27-3070G-17/21;
- К27-3070G-19/21.

При комплектации дизеля импульсной турбиной с  $F_p = 17 \text{ см}^2$  у дизеля СМД получена на  $14,5 \%$  меньше дымность при  $1000 \text{ мин}^{-1}$ , уменьшен удельный эффективный расход топлива на  $7,5 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$  при  $\alpha = 1,52$  в сравнении с  $\alpha = 1,46$  для турбокомпрессора с  $F_p = 19 \text{ см}^2$ .

В результате применения турбокомпрессора К27 с  $F_p = 17 \text{ см}^2$  эффективный КПД силовой установки при  $1000 \text{ мин}^{-1}$  получен на  $3,2 \%$  больше по сравнению с вариантом применения турбокомпрессора с  $F_p = 19 \text{ см}^2$ .

#### Алгоритм регулирования газовой турбины

Разработка алгоритма регулирования газовой турбиной направлена на объединение преимуществ работы турбокомпрессоров К27 с  $F_p = 17 \text{ см}^2$  и  $19 \text{ см}^2$  для получения практически горизонтального участка минимального удельного эффективного расхода топлива в диапазоне  $1200 \dots 1600 \text{ мин}^{-1}$  со значениями  $203 \dots 205 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$  (рис. 2). Это хорошо со-

гласуется с требованиями стандарта ГОСТ 23465-79 для автомобильных дизелей, где соответствующий параметр расхода топлива не должен превышать 208 г/кВт·ч.

Принцип работы алгоритма регулирования для формирования внешней скоростной характеристики показан на рис. 3 в виде зависимости сигнала управления перемещением исполнительного механизма  $h_p$ , изменяющего площадь  $F_p$  турбины, от оборотов двигателя  $n_d$  и положения  $\varphi$  педали акселератора.

При реализации в микропроцессорном блоке управления, показанного на рис. 3 фрагмента алгоритма, осуществляется поэтапное ограничение рабочей зоны турбокомпрессора и его исполнительного механизма. Линиями (задаются координатами опорных точек) А-А и Б-Б показано ограничение возможного поля перемещения исполнительного механизма турбины. Линия Г-Г отделяет участок пусковых подач дизеля, а линия В-В ограничивает зону

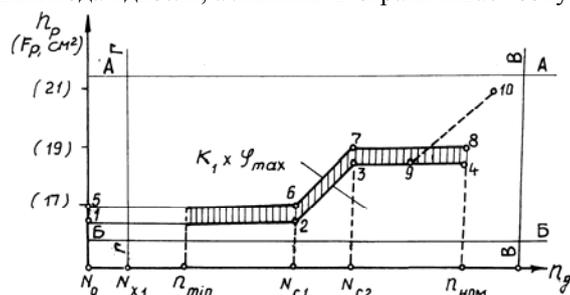


Рис. 3. Принцип работы алгоритма регулирования газовой турбины

максимальных оборотов дизеля. Закон регулирования газовой турбины на участке формирования регуляторной ветки дизеля  $n_{ном} \dots n_{max}$  в данной статье не рассматривается.

При максимальном положении педали акселератора  $\varphi_{max}$  выходной вал исполнительного механизма перемещается по закону линии 1-4. Переход от  $F_p = 17 \text{ см}^2$  к  $F_p = 19 \text{ см}^2$  осуществляется на участке  $N_{c1} \dots N_{c2}$ , что для дизеля СМД-31.15 соответствует 1400...1600 мин<sup>-1</sup>.

Прилегающий к внешней скоростной характеристике заштрихованный участок определяется линией 5-8 и задаётся в памяти данных микроконтроллера коэффициентом усиления  $K_1$ .

Исследования импульсных систем ГТН на основе турбокомпрессоров К27 для модификаций ди-

зеля СМД-31.15 с мощностями более 191 кВт, которые предназначены для автомобилей КраЗ и комбайнов, были проведены в ОАО «ГСКБД» ранее и опубликованы в работе [5]. На основании этих данных в алгоритм регулирования газовой турбины заложена участок увеличения площади разгонного сечения турбины до 21 см<sup>2</sup>, который показан пунктирной линией 9-10 на рис. 3.

Кусочно-линейное задание алгоритма регулирования газовой турбины с опорными точками 1-10 позволяет гибко осуществлять настройку ГТН в зависимости от настройки топливной аппаратуры.

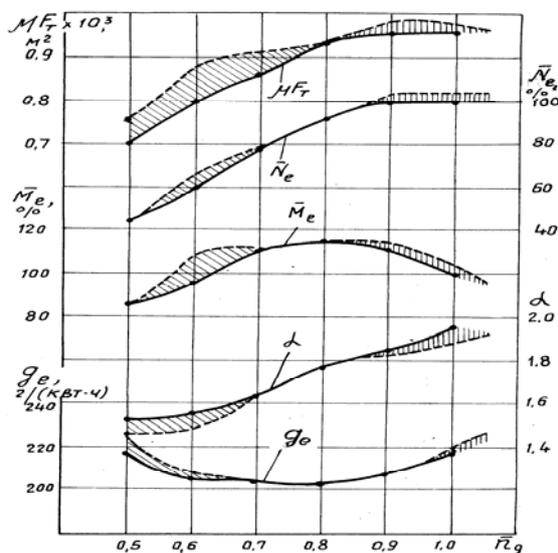


Рис. 4. Регулирование  $\mu F_T$  турбины и одновременное изменение настроек корректоров топливоподачи

Для улучшения тягово-динамических показателей дизеля СМД и его топливной экономичности формированием внешней скоростной характеристики с помощью регулирования газовой турбины рекомендовано автоматически изменять площадь разгонного участка турбины в диапазоне  $\overline{n_d} = n_d / n_{ном} = 0,7 \dots 0,8$  и одновременно изменять диапазоны регулирования цикловой подачи топлива при  $\overline{n_d} = 0,5 \dots 0,7$  (участок негативного корректирования топливоподачи) и при  $\overline{n_d} = 0,85 \dots 1,1$  (участок положительного корректирования топливоподачи). Расчётные результаты показаны на рис. 4, где новыми обозначениями являются:  $\mu F_T$  - эффективная пропускная способность турбины;  $M_e$  - крутящий момент дизеля в относительных единицах (в процентах к номинальному);  $\overline{n_d}$  - частота вращения колен-

чатого вала дизеля в относительных единицах ( $n_{НОМ}=2000 \text{ мин}^{-1}$ ).

Расчётные значения  $\mu F_T$  показывают, что увеличение цикловых подач в результате настройки корректоров топливоподачи (заштрихованные участки) приводит к возрастанию количества ОГ и требует увеличения площади сечения разгонного участка турбины по отношению к принятому базовому закону регулирования (сплошная линия).

#### Заключение

Применение регулирования площади разгонного участка турбины на дизеле СМД–31.15 позволит получить горизонтальный участок крутящего момента и расширить участок минимального удельного расхода топлива по внешней скоростной характеристике.

Регулирование ГТН в сочетании с настройкой корректоров подачи топлива позволит влиять на протяженность горизонтального участка крутящего момента.

Полученные результаты сравнительного анализа являются исходными данными для разработки

системы автоматического регулирования давления наддува.

#### Список литературы:

1. Долганов К.Е. Французские дизели «Рено» на львовских автобусах / К.Е. Долганов, А.А. Лисовал // Автошляховик України. – 1995. – №1. – С.16–17.
2. Строков А.П. Харьковские дизели СМД для автобусов / А.П. Строков, В.И. Быков, И.В. Парсаданов, К.Е.Долганов, А.А. Лисовал // Двигателестроение. – 2002. – №1. – С.17–20.
3. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экономического критерия. – Харків: НТУ «ХП», 2003. – 244 с.
4. Турбокомпрессоры для автомобильных двигателей / [Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. и др.] – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
5. Самойленко Д.С. Поліпшення техніко-економічних показників автотракторного дизеля шляхом регулювання турбонаддуву: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / Д.С. Самойленко – Харків, 2008. – 20с.
6. Петров К.Н. Регулирование воздухопоснабжения дизеля ЯМЗ-238Н на режимах разгона / К.Н. Петров, В.Н. Шапран // Грузовик. – 2002. – №7. – С.32–33.

УДК 621.43

А.А. Прохоренко, канд. техн. наук

## АЛГОРИТМ ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ ДИЗЕЛЯ С СИСТЕМОЙ COMMON RAIL. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Как известно, управление дизельным двигателем осуществляется посредством воздействия на процесс топливоподачи. При этом должна быть обеспечена требуемая, для поддержания заданного режима работы двигателя, величина цикловой подачи топлива, а также оптимальные, с точки зрения его экономичности и экологичности для данного режима, значения угла опережения и величины максимального давления впрыскивания.

Современным методом решения такой задачи является применение микропроцессорных систем управления (СУ), входящих в состав аккумуляторных топливных систем Common Rail (CR) [1, 2]. Одна из возможных конфигураций состава такой топливной системы приведена на рис.1. На схеме не указаны свечи накаливания, которые используются для облегчения запуска холодного двигателя. Также могут быть использованы дополнительные датчики: скорости автомобиля, внешней температуры, широ-

кополосный кислородный датчик и др. Причем, очевидно, что в соответствии с составом системы изменятся и алгоритм ее работы.

Приведенная на рисунке система CR оснащена датчиками: относительного положения органа управления топливоподачей (педали акселератора) -  $X$ , частоты вращения коленчатого вала -  $n$ , температуры охлаждающей жидкости -  $T_{охл}$ , температуры топлива в аккумуляторе -  $T_{мон}$ , давления топлива в аккумуляторе -  $p_{ак}^0$ , температуры и давления воздуха во впускном коллекторе -  $T_S$  и  $p_S$  и/или широкополосным лямбда-зондом, положения ВМТ по распределительному валу.

На основе информации, поступающей от датчиков в электронный блок управления (ЭБУ), с использованием заложенного в его запоминающем устройстве таблиц значений управляющих воздействий, ЭБУ определяет требуемые параметры топливоподачи для данного режима работы дизеля (цикло-