

УДК 621.436

К.Е. ДОЛГАНОВ, А.А. ЛИСОВАЛ, М.И. ГУМЕНЧУК

Национальный транспортный университет, Украина

УЛУЧШЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ НАДДУВА

Рассмотрена возможность улучшения внешней скоростной характеристики автобусного дизеля СМД-31А.15 в области низких частот вращения коленчатого вала путем автоматического регулирования давления наддува.

дизель, газотурбинный наддув, скоростная характеристика, регулирование наддува

Введение

В ВАТ «ГСКБД» (Харьков) в 2000 – 2002 гг. разработан 6-цилиндровый дизель СМД-31А.15 с газотурбинным наддувом для установки на городские автобусы большого класса ЛАЗ-52523 и ЛАЗ-52527 вместо импортных дизелей [1]. Он разработан на базе комбайнового дизеля СМД-31. Известно, что дизели тракторов и комбайнов работают в основном на номинальном скоростном режиме с нечастыми выходами на режим максимального крутящего момента при перегрузках. Систему газотурбинного наддува для этих дизелей рассчитывают на получение наилучших показателей на этих режимах. Автомобильные же дизели, в том числе автобусные, работают по внешней скоростной характеристике в более широком интервале частот вращения, начиная от $900 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$, так как разгоны дизеля при трогании автомобиля с места и после переключения передач начинаются от минимальной частоты вращения обычно с выходом на внешнюю скоростную характеристику при низких частотах вращения. Для обеспечения хорошей динамичности автомобиля надо, чтобы на этих режимах крутящий момент был достаточно большим при хорошей топливной экономичности, а дымность отработавших газов (ОГ) не превышала допустимых пределов. Но и на номинальном режиме и на режиме максимального крутящего момента тоже должны быть хорошие показатели дизеля.

Решить эту задачу можно применением регулируемого давления наддува.

1. Цель исследования

Определить возможность получения желаемой формы внешней скоростной характеристики автобусного дизеля СМД-31А.15 в области низких частот вращения применением автоматического регулирования давления наддува.

2. Метод исследования

Натурные исследования на дизеле связаны с выполнением большого объема трудоемких и дорогостоящих работ, что в нынешних условиях трудно осуществить. Поэтому исследование проведено на динамической математической модели системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) дизеля, разработанной на кафедре «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета (НТУ, Киев) [2].

3. Особенности математической модели

В САРЧ дизеля СМД-31А.15 входят такие звенья: дизель, как регулируемый объект, топливный насос высокого давления (ТНВД), механический регулятор частоты вращения, турбокомпрессор, впускной и выпускной коллекторы, охладитель наддувочного воздуха. В математическую модель этой САРЧ входят дифференциальные уравнения

движения инерционных звеньев: самого дизеля, регулятора частоты вращения, турбокомпрессора, впускного и выпускного коллекторов. ТНВД вместе с форсунками и соединяющими их трубками, а также охладитель наддувочного воздуха рассматриваются как безынерционные звенья.

В правые части дифференциальных уравнений, записанных в нормальной форме, входят алгебраические уравнения, которыми аппроксимированы статические характеристики соответствующих звеньев САРЧ, исходя из квазистатического представления о том, что в переходных процессах эти уравнения остаются справедливыми.

Основной регулируемый параметр – частота вращения коленчатого вала. Но кроме этого рассчитываются многие другие показатели работы дизеля на установившихся режимах и в переходных процессах. Для расчета переходных процессов система перечисленных выше дифференциальных уравнений интегрируется на ЭВМ численным методом Рунге-Кутты.

Перед началом расчетов переходных процессов на этой же модели рассчитываются внешняя и несколько частичных скоростных характеристик для проверки правильности принятых исходных данных и в случае необходимости корректирования их.

4. Способ регулирования газотурбинного наддува

Известно много способов регулирования давления наддува. Одним из наиболее эффективных считается изменение пропускной способности турбины, т.е. изменение эффективности площади проходного сечения впускных каналов турбины [3].

Он основывается на том, что расход ОГ через турбину зависит от расхода воздуха дизелем, поэтому при уменьшении проходного сечения турбины расход ОГ через нее не должен изменяться, а это возможно, если увеличится скорость ОГ в турбине. Массовый расход ОГ через турбину рав-

няется (кг/с):

$$G_{ог} = \mu F_T C_T \rho_T, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода турбины;

F_T – геометрическая площадь проходного сечения турбины, м²;

μF_T – пропускная способность турбины;

C_T – скорость ОГ на выходе из турбины, м/с;

ρ_T – плотность ОГ на выходе из турбины, кг/м³.

Из уравнения (1) получаем (м/с):

$$C_T = G_{ог} / (\mu F_T \cdot \rho_T). \quad (2)$$

Из уравнения (2) видно, что при постоянном значении расхода $G_{ог}$ уменьшение μF_T приведет к росту скорости C_T . Если принять, что ОГ в турбине расширяются адиабатно, то скорость C_T опишется известным уравнением (м/с):

$$C_T = \sqrt{k/(k-1) \cdot R_{ог} T_{тг} \left[1 - (p_T / p_{тг})^{(k-1)/k} \right]}, \quad (3)$$

где k – показатель адиабаты ОГ;

$R_{ог}$ – газовая постоянная, Дж/(кг·К);

$T_{тг}$ – температура отработавших газов на входе в турбину;

$p_{тг}$, p_T – давления отработавших газов на входе в турбину и на выходе из нее, Па.

Из уравнения (3) видно, что скорость C_T зависит от отношения давлений $p_T / p_{тг}$: чем больше давление $p_{тг}$, тем меньше значение этого отношения, и тем больше скорость C_T .

При увеличении скорости C_T возрастает кинематическая энергия отработавших газов, которые поступают на лопатки турбины, возрастают крутящий момент турбины и частота вращения вала турбокомпрессора и соответственно увеличивается давление p_K наддува..

Уравнение (3) справедливо, если отношение $p_r / p_{тг}$ больше критического значения для данного газа

$$(p_r / p_{тг})_{кр} = (2 / (k + 1))^{k / (k - 1)}. \quad (4)$$

Для ОГ двигателей внутреннего сгорания $k = 1,34$ и критическое значение отношения (4) равно

$$(p_r / p_{тг})_{кр} = 0,54. \quad (5)$$

Если $p_r / p_{тг} < 0,54$, то скорость ОГ достигает критического значения и вычисляется по формуле

$$\begin{aligned} C_{гкр} &= \sqrt{2k / (k + 1) p_{тг} / \rho_{тг}} = \\ &= \sqrt{2k / (k + 1) R_{ог} T_{тг}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Критическое значение скорости $C_{гкр}$ не зависит от отношения $p_r / p_{тг}$. В этом случае регулировать давление наддува изменением μF_T нельзя.

5. Результаты исследования

Сравнивались расчетные внешние скоростные характеристики дизеля СМД-31А.15, отрегулированного на мощность 185 кВт при 2000 мин⁻¹, без регулирования наддува и с регулированием. Регулирование осуществлялось в пределах частот вращения 1 000 ... 1 600 мин⁻¹. Оно имитировалось введением в математическую модель соответствующих уравнений таким образом, чтобы в указанном интервале частот вращения μF_T возрастало с ростом частоты вращения. Было принято, что ТНВД дизеля оборудован положительным и отрицательным механическим корректорами топливоподачи.

На рис. 1 показана скоростная характеристика ТНВД, рассчитанная на математической модели. На нем обозначено: h_H, z – осевые координаты рейки ТНВД и муфты регулятора; $q_{ц}$ – цикловая подача топлива; n_d – частота вращения коленчатого вала; 1 и 2 – участки, на которых действуют соответ-

ственно отрицательный и положительный корректоры топливоподачи; 3 – внешняя регуляторная ветвь. Изменение давления наддува не влияет на характеристику ТНВД, поэтому она в обоих вариантах расчетов одинаковая.

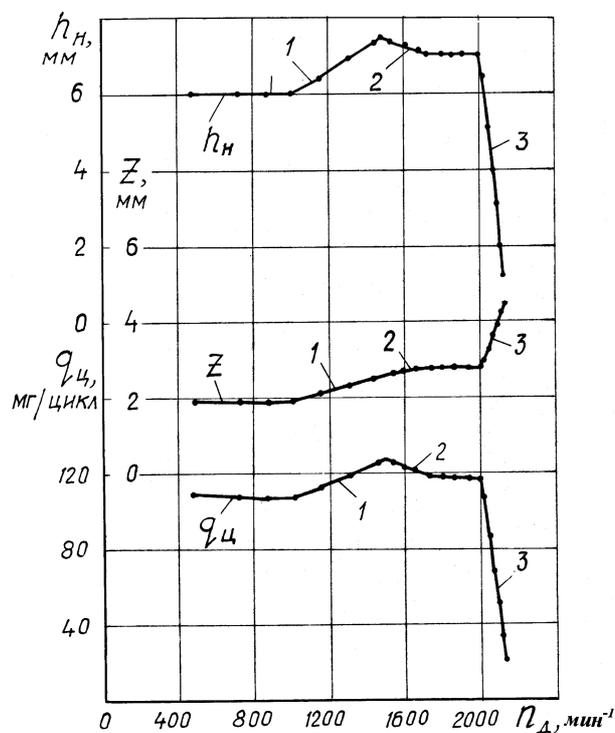


Рис. 1. Скоростная характеристика ТНВД, установленного на дизель СМД-31А.15, рассчитанная на математической модели

На рис. 2 показаны расчетные скоростные характеристики дизеля: сплошными линиями без регулирования, а штриховыми с регулированием наддува. На нем обозначено: N_e, M_e, g_e – эффективные мощность, крутящий момент и удельный расход топлива; G_T – часовой расход топлива; $p_{к2}$ – давление наддува после охладителя воздуха; α – коэффициент избытка воздуха; $K_{доп}, K$ – гранично допустимая дымность ОГ по ГОСТ 17.2.2.01-84 [4] и фактическая.

Видно, что без регулирования давления наддува пропускная способность μF_T турбины незначительно возрастает с ростом частоты вращения, а при

регулировании наддува в области $n_d < 1600 \text{ мин}^{-1}$ она быстро уменьшается по мере снижения частоты вращения. При $n_d = 1000^{-1}$ без регулирования наддува $\mu F_T = 0,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, а с регулированием $0,74 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Такое изменение μF_T заметно повлияло на давление наддува $p_{к2}$ в интервале частот вращения $1000 \dots 1600 \text{ мин}^{-1}$.

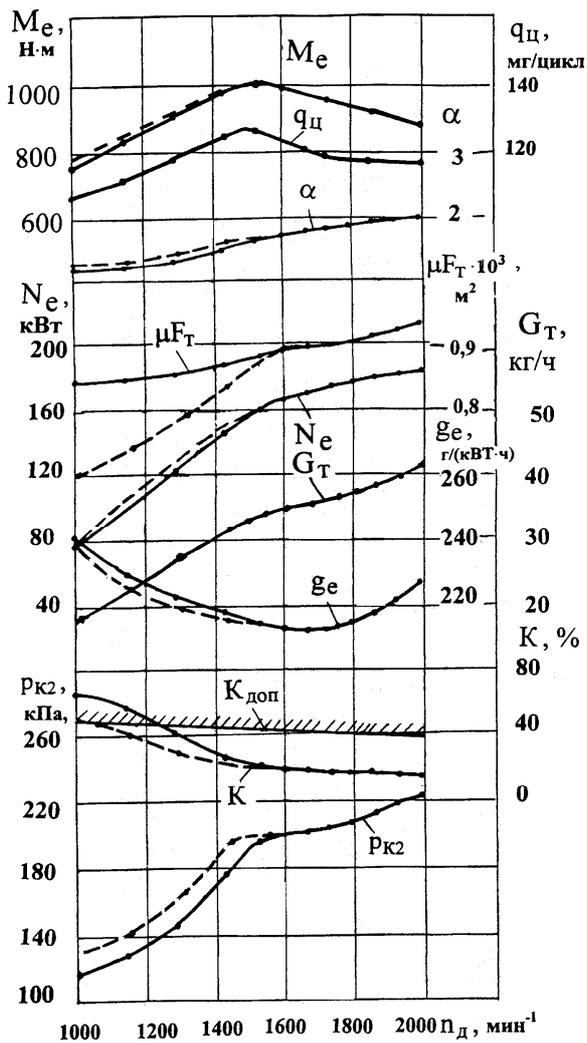


Рис. 2. Расчётная внешняя скоростная характеристика дизеля СМД-31А.15

Без регулирования наддува это давление при $n_d > 1550 \text{ мин}^{-1}$ постепенно возрастает с ростом частоты вращения, а при $n_d < 1550 \text{ мин}^{-1}$ быстро уменьшается по мере снижения частоты вращения. Как раз в этой области частот вращения действует

отрицательный корректор топливоподачи. Дымность ОГ при $n_d < 1250 \text{ мин}^{-1}$ выходит за пределы допустимых значений.

При регулировании давления наддува характер изменения давления $p_{к2}$ остается такой же, но быстрое падение давления $p_{к2}$ при снижении частоты вращения начинается не при 1550 мин^{-1} , а при 1450 мин^{-1} .

В результате при низких частотах вращения увеличивается коэффициент избытка воздуха и дымность ОГ начинает превышать допустимую только при $n_d < 1000 \text{ мин}^{-1}$, т.е. в нерабочей области скоростей характеристики. Становится меньше удельный расход топлива g_e и несколько повышается крутящий момент M_e .

Рассмотрим фрагмент скоростной характеристики, показанной на рис. 3. На нем такие новые обозначения: G_B – часовой расход воздуха дизелем; $n_{тк}$ – частота вращения вала турбокомпрессора; η_e – эффективный КПД дизеля.

В результате уменьшения μF_T в зоне частот вращения $n_d < 1600 \text{ мин}^{-1}$ повысилось давление $p_{тг}$, уменьшилось отношение $p_r / p_{тг}$. Последнее, как видно из уравнения (3), приводит к увеличению скорости ОГ, поступающих в турбину, и росту частоты вращения $n_{тк}$ вала турбокомпрессора. Благодаря этому повышается давление наддува $p_{к2}$ (см. рис. 2) и увеличивается расход воздуха G_B . На участке регулирования μF_T отношение $p_r / p_{тг}$ выше критического, а на участке $n_d > 1600 \text{ мин}^{-1}$ оно ниже критического.

Следует отметить, что повышение давления $p_{тг}$ может привести к увеличению потерь на совершенные газообмена в дизеле. Эти потери характеризуются отношением давления $p_{к1}$ на выходе из ком-

прессора (перед охладителем воздуха) к давлению p_{Tr} на входе в турбину. В рассматриваемом примере это отношение в области регулирования давления наддува практически не изменилось.

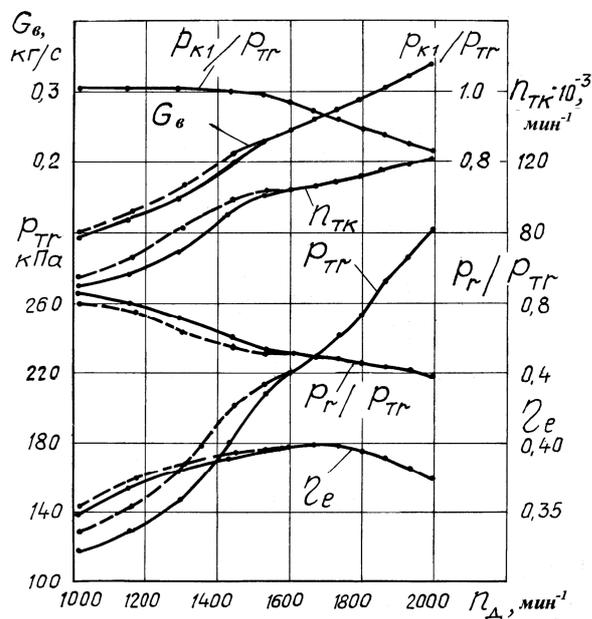


Рис. 3. Фрагмент скоростной характеристики дизеля СМД-31А.15

По сведениям из последних публикаций зарубежные фирмы начали уделять большое внимание автоматическому регулированию газотурбинного наддува изменением проходного сечения соплового аппарата турбины турбокомпрессора (изменением геометрии на входе в турбину), что позволяет регулировать давление наддува в широком диапазоне частот вращения. Но задача эта не простая, требуются надежные и недорогие конструкции. Работы в этом направлении нужно считать перспективными.

Заключение

Автоматическим регулированием газотурбинного наддува дизеля СМД-31А.15 в интервале частот вращения 1 000 ... 1 600 мин⁻¹ можно существенно уменьшить дымность ОГ на этом участке скоростной характеристики при незначительном увеличении крутящего момента и небольшом уменьшении удельного расхода топлива.

Литература

1. Харківські дизелі СМД на ІХ Міжнародному автосалоні МАС'2001 (SIA'2001) / О.П. Строчков, В.І. Биков, К.Є. Долганов, А.А. Лісовал // Автошляховик України. – 2001. – № 3. – С. 15 – 17.
2. Алгоритм расчета на ЭВМ переходных процессов в САРЧ автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом / К.Е. Долганов, А.Ф. Головчук, З.И. Краснокутская. – К.: Киевский автомобильно-дорожный институт, 1991. – 70 с. (Деп. в ГНТБ Украины 16.10.91, № 1369. – Ук 91).
3. Шеховцов А.Ф. Компьютерные системы управления ДВС. – Х.: ХГПУ, 1995. – 256 с.
4. ГОСТ 17.2.2.01-84. Охрана природы. Атмосфера. Дизели автомобильные. Дымность и методы измерений. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 12 с.

Поступила в редакцию 30.04.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П. Сахно, Национальный транспортный университет, Киев.