

Повышение динамических характеристик автомобильных дизельных двигателей.

Авторы: *Минчев Д. С., Мошенцев Ю. Л., Нагорный А. В., Реппа Д. В., Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова*

Дизельные двигатели легковых и грузовых автомобилей значительную часть времени работают на неуставившихся режимах работы. При городской эксплуатации данные режимы составляют большинство. Из неуставившихся режимов работы выделим режимы разгона транспортного средства, которые являются наиболее жёсткими для двигателя. При разгоне автомобиля с максимально возможным ускорением двигатель работает по динамической внешней скоростной характеристике (ВСХ), форма которой во многом определяет динамические качества транспортного средства. Чем меньше удельная мощность двигателя, приходящаяся на единицу массы транспортного средства, тем чаще двигатель работает по динамической внешней скоростной характеристике. При этом, однако, время разгона двигателя увеличивается, что важно с точки зрения протекания динамических процессов в системах двигателя.

Отклонение динамической ВСХ от статической в значительной мере объясняется инерционными процессами в двигателе и его системах, а именно: 1) отклонение характеристик топливоподачи от статических вследствие динамических явлений в топливоподающей аппаратуре; 2) запаздывание роста давления наддувочного воздуха вследствие механической инерции турбокомпрессора, газодинамической инерции воздуха и отходящих газов и тепловой инерции выпускных коллекторов и турбины турбокомпрессора; 3) различное тепловое состояние деталей цилиндропоршневой группы при работе двигателя по статическим и по динамическим характеристикам. Как показывают выполненные исследования, в современных автомобильных двигателях наибольшее влияние оказывает механическая инерция турбокомпрессора и тепловая инерция выпускных коллекторов и турбины турбокомпрессора.

Инерционные явления в современных системах топливоподачи типа Common rail сведены к минимуму и более чем на порядок меньше инерционных явлений в системе наддува. Тепловая инерция деталей цилиндро-поршневой группы вызывает отклонение индикаторного процесса и изменение условий наполнения в цилиндре. Индикаторный к.п.д. несколько снижается ввиду более интенсивного отвода теплоты в стенки, в тоже время наблюдается рост коэффициента наполнения из-за уменьшения подогрева заряда от стенок цилиндра. В тоже время влияние тепловой инерции выпускной системы более существенно, так как от неё зависит температура газов на входе в турбокомпрессор.

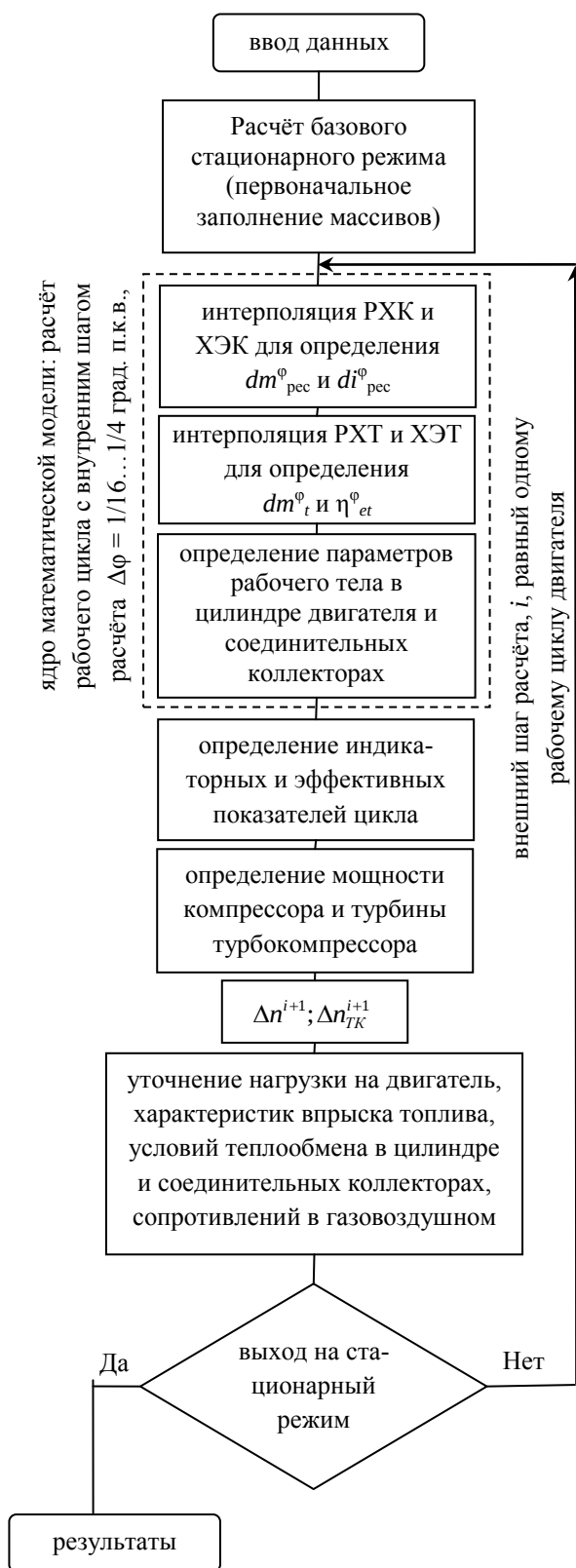


Рис. 1. Блок схема математического моделирования динамических характеристик двигателя.

Таким образом, на стадии проектирования автомобильного дизельного двигателя необходимо обеспечить формирование требуемой динамической ВСХ. Для выполнения этого условия необходимо осуществлять моделирование динамических характеристик двигателей.

Математическая модель расчёта динамических характеристик двигателей внутреннего сгорания реализована на кафедре ДВС НУК в виде программного обеспечения Блиц-PRO. Данная математическая модель основана на системе дифференциальных уравнений, описывающих состояние рабочего тела в цилиндре двигателя и коллекторах системы наддува, решаемую численно [1]. Таким образом осуществляется синтез рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания для установившегося режима работы. Расчёт динамической характеристик представляет собой последовательное моделирование рабочих циклов двигателя без упрощения постановки расчёта (рис. 1.).

Важнейшей особенностью разработанной математической модели является использование характеристик компрессора и турбины турбокомпрессора, позволяющее существенно повысить достоверность расчётов, учесть специфические явления в системе наддува, вплоть до моделирования явления помпажа компрессора (которое может иметь место при резком уменьшении нагрузки и оборотов двигателя). Подробнее особенности подготовки и использования характеристик турбокомпрессора изложены в работах [2-4].

При расчёте динамической характеристики двигателя необходимо определять изменение частоты вращения коленчатого вала и ротора турбокомпрессора. При работе двигателя в составе автомобиля при фиксированном передаточном отношении трансмиссии частота вращения коленчатого вала жёстко связана со скоростью автомобиля v , которая в свою очередь определяется динамикой автомобиля.

Запишем уравнение динамики движения автомобиля:

$$T - F_{\text{тр}} - R_b - mg \sin \alpha = ma + \sum_{j=1}^N I_j \varepsilon_j,$$

где T – сила тяги на ведущих колёсах; $F_{\text{тр}}$ – сопротивление сил трения; R_b – аэродинамическое сопротивление движению автомобиля; m – масса автомобиля; g – ускорение свободного падения; α – угол уклона пути; a – ускорение автомобиля; I_j – момент инерции j -й вращающейся части автомобиля (включая двигатель); ε_j – угловое ускорение j -й вращающейся части автомобиля.

Если обозначить

$$\beta = 1 + \frac{\sum_{j=1}^N I_j \varepsilon_j}{ma}, \text{ то}$$

$$T - F_{\text{тр}} - R_b - mg \sin \alpha = \beta ma$$

Сила тяги на ведущих колёсах может быть определена по формуле:

$$T = M_{\kappa} r_{\kappa} = \frac{M_e i_{\Sigma}}{\eta_{\text{тр}}} r_{\kappa},$$

где M_k – крутящий момент на ведущем колесе; r_k – эффективный радиус ведущего колеса; M_e – эффективный крутящий момент двигателя; i_Σ – суммарное передаточное отношение трансмиссии; $\eta_{тр}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Для определения сопротивления сил трения можно использовать зависимость:

$$F_{тр} = \mu_{тр} mg ;$$

$$\mu_{тр} = \mu_0 + kv^2 ,$$

где $\mu_{тр}$ – коэффициент трения; μ_0 , k – коэффициенты.

Сила сопротивления воздуха:

$$R_B = C_x \rho_B \frac{v^2}{2} ,$$

где C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления.

Таким образом, ускорение автомобиля на i -м расчётном шаге может быть определено по выражению:

$$a^i = \frac{\frac{M_e i_\Sigma}{\eta_{тр}} r_k - (\mu_0 + k(v^i)^2) mg - C_x \rho_B \frac{(v^i)^2}{2} - mg \sin \alpha}{\beta m} .$$

Используя явную схему численного интегрирования, получим скорость автомобиля и новое значение частоты вращения коленчатого вала двигателя на следующем расчётном шаге:

$$v^{i+1} = v^i + a^i \Delta \tau^i ;$$

$$n^{i+1} = \frac{30 v^{i+1} i_\Sigma}{\pi r_k} .$$

Специалистами кафедры ДВС были проведены испытания автомобиля Mercedes-Benz Vito 109CDI, оборудованного двигателем OM 646.980 (типа 4ЧН 8,8/8,83, $N_e = 65$ кВт при 3800 мин⁻¹, $M_{e,max} = 220$ Н·м при 1800 мин⁻¹). Данный двигатель оборудован системой топливоподачи типа Common Rail с максимальным давлением в топливной рампе 1250 бар и системой регулируемого одноступенчатого свободного газотурбинного наддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Регулирование турбины турбокомпрессора осуществляется при помощи клапана перепуска части газов мимо рабочего колеса турбины. Испытания включали в себя определение выбега автомобиля с различной начальной скорости а также режимы разгона автомобиля с максимальным ускорением на различных передачах трансмиссии. Путём подключения к бортовому компьютеру автомобиля с помощью сканера фирмы Bosch в реальном времени обеспечивалась запись следующих параметров:

- текущая скорость автомобиля v ;

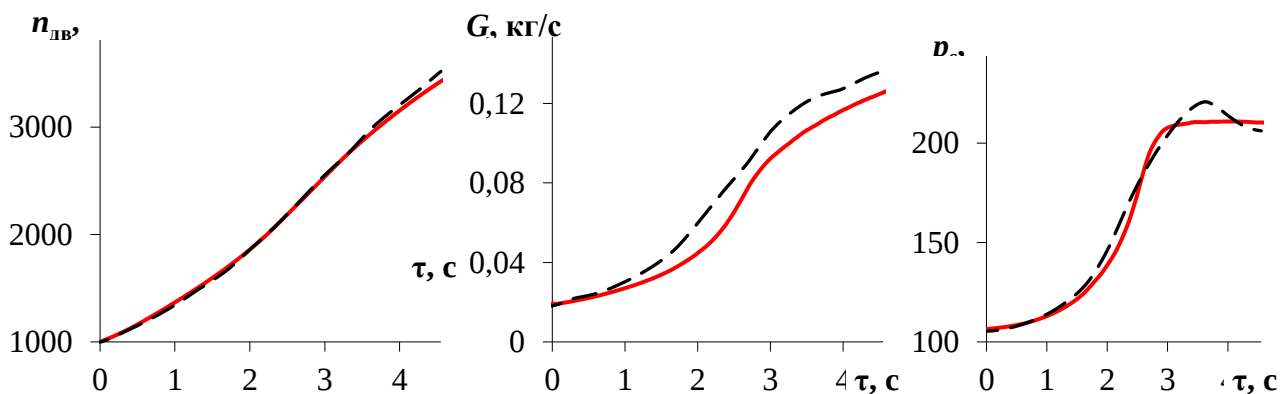
- частота вращения коленчатого вала двигателя n ;
- давление воздуха в ресивере двигателя p_s ;
- давление газов в выпускном коллекторе p_t ;
- цикловая доза впрыскиваемого топлива $q_{ц}$;
- цикловая доза всасываемого воздуха m_b ;
- давление топлива в аккумуляторе системы впрыска $p_{акк}$.

Указанные параметры фиксировались с частотой порядка 10...15 Гц, достаточной для получения информации об изменениях указанных параметров в течение времени разгона автомобиля (порядка 10...15 с, что соответствует 100...200 экспериментальным точкам).

Результаты испытаний выбегов автомобиля позволили настроить модель дорожного сопротивления – определить значение коэффициентов $\mu_0 = 0,07$, $k = 5 \cdot 10^{-5}$. Коэффициент аэродинамического сопротивления по данным фирмы-производителя $C_x = 0,33$.

На представленных графиках показано совмещение опытных и расчётных данных для режима разгона автомобиля. Расчётные данные получены при помощи программного комплекса Блиц-PRO, после предварительной настройки математической модели. Как видно, получено хорошее совпадение опытных данных с результатами моделирования. Наибольшее расхождение наблюдается для кривых p_s и p_t на участке, соответствующему периоду открытия клапана перепуска части отходящих газов мимо колеса турбины. Данные различия могут объясняться особенностями электронного управления клапаном перепуска, реализованными на двигателе OM646. Представленные кривые соответствуют механическому актюатору, работающему по уровню давления наддувочного воздуха.

Выводы. Проведенные исследования показали, что использование программного комплекса Блиц-PRO позволяет выполнять достаточно адекватное моделирование режимов разгона автомобилей с механической трансмиссией. С использованием разработанных программных средств целесообразно выполнить обоснование путей повышения динамических характеристик автомобильных дизельных двигателей.



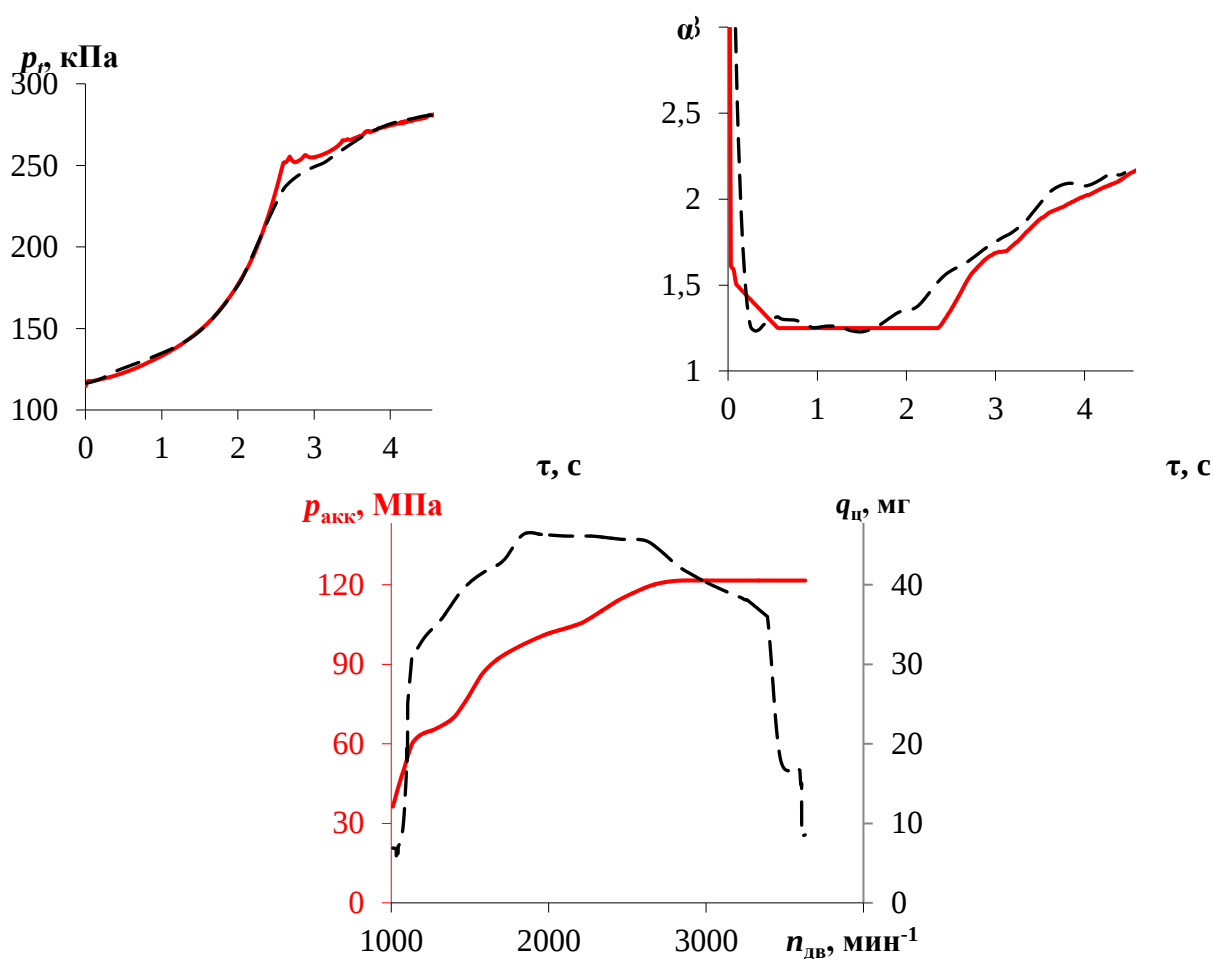


Рис. 2. Сравнение экспериментальных и расчётных кривых для режима разгона MB Vito 109CDI с максимальным ускорением на II-й передаче. $n_{дв}$ – частота вращения коленчатого вала; G – расход воздуха; p_s – давление наддувочного воздуха; p_t – давление в выпускном коллекторе; α – коэффициент избытка воздуха; $p_{акк}$ – давление топлива в топливной рампе; $q_{ц}$ – цикловая доза впрыскиваемого топлива.

Литература

1. 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.
2. 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.
3. Минчев, Д. С. Экстраполяция экспериментальных характеристик радиальных центробежных турбин турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр.: Нац. аэрокосмич. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – №10 (87). – Х., 2011. – С. 173-177.
4. Минчев, Д. С. Экстраполяция экспериментальных характеристик центробежных компрессоров [Текст] / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный // Сборник научных трудов Национального университета кораблестроения. – №4. – Николаев, 2011. – С. 89-98.