

А.Л. Григорьев, А.А. Прохоренко, И.В. Рыкова

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ И СХОДИМОСТИ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ ИНТЕГРИРОВАНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ

На основе анализа упрощенной математической модели ЭГФ проведено исследование по выбору рационального метода и шага численного интегрирования дифференциальных уравнений для решения математических моделей ТА с электромагнитным управлением. Выявлена динамическая устойчивость анализируемого узла.

Вступление и постановка задачи. При численном решении жесткой задачи возникают известные трудности, связанные с обеспечением устойчивости и сходимости этого решения [1].

Стойкость численного решения системы дифференциальных уравнений при использовании явного метода достигается выбором такого шага интегрирования Δt , при котором каждое из комплексных значений $\Delta t \lambda_j$ ($j = 1, 2, \dots, k$), где λ_j – частота или постоянная времени для линеаризованной системы, лежало бы внутри соответствующей области устойчивости данного метода интегрирования. Причем, следует иметь в виду, что значение шага может оказаться настолько малым, что провести численное решение на значительном интервале времени интегрирования окажется практически невозможным из-за значительных затрат временных ресурсов.

Сходимость решения определяется условием $|\Delta t \lambda_j| < 0,1$ для низких частот колебательных процессов в системе, отвечающей современному уровню развития вычислительных методов высшей математики.

В этой работе рассматриваются явные методы интегрирования дифференциальных уравнений типа Рунге-Кутты, область устойчивости которых определяется неравенством [2]:

$$\left| 1 + \Delta t \lambda_j + \frac{1}{2} (\Delta t \lambda_j)^2 + \frac{1}{6} (\Delta t \lambda_j)^3 + \frac{1}{24} (\Delta t \lambda_j)^4 \right| \leq 1. (1)$$

При учете первых двух членов полинома (1) получим границу области устойчивости метода Эйлера, трех - Рунге-Кутта 2-го порядка, четырех - Рунге-Кутта 3-го порядка, пяти - Рунге-Кутта 4-го порядка точности.

На рис. 1 приведено построение областей устойчивости перечисленных методов на основе анализа выражения (1). Как видно из рисунка, переход от метода Эйлера к методу Рунге-Кутта 2-го порядка не расширяет область устойчивости для жестких систем, но позволяет применить его для систем с большей колебательностью. Для расширения области устойчивости при расчете жестких систем необходимо переходить к методам Рунге-Кутта 3-го и 4-го порядков.

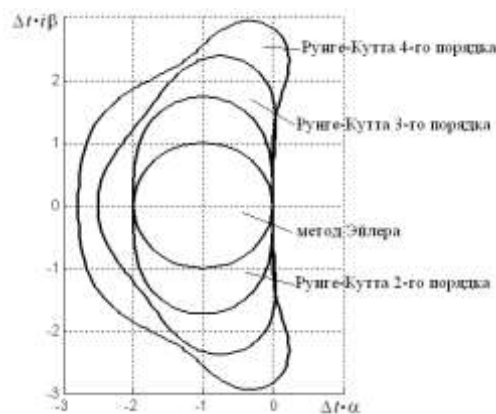


Рис. 1. Области устойчивости численных методов интегрирования дифференциальных уравнений

Для перечисленных методов был проведен анализ на устойчивость и сходимость решения системы дифференциальных уравнений, которые описывают процессы в электрогидравлической форсунке, то есть, в сущности, являются ее математической моделью. По результатам такого анализа можно сделать вывод о приемлемости или неприемлемости того или другого численного метода решения дифференциальных уравнений для расчетов процессов в топливной аппаратуре с электромагнитным управлением.

Упрощенная математическая модель электрогидравлической форсунки (ЭГФ). Принимая некоторые упрощения, процессы в пустотах ЭГФ можно описать системой дифференциальных уравнений [3]:

$$\begin{cases} \alpha_{сск} V_{2к} \frac{dp_{2к}}{dt} = -f_m u_1 - \mu f_{ф} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{2к} - p_u)} - f_u \frac{dx}{dt}; \\ \alpha_{сск} V_2' \frac{dp_2'}{dt} = -f_m u_{шт} - \mu f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2' - p_1)}; \\ \alpha_{сск} V_1 \frac{dp_1}{dt} = \mu f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2' - p_1)} - \mu f_{экв} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_0)} + f_1 \frac{dx_m}{dt} + f_{ш} \frac{dx_{ск}}{dt}; \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_{2к} f_u + p_0 (f_1 - f_u) - p_1 f_1 - K_{пр} (x_{пр} + x); \\ m_{ск} \frac{d^2 x_{ск}}{dt^2} = P_{эм} - K_{прв} (x_{прв} + x_{ск}) + K_{прн} (x_{прн} - x_{ск}) + (p_1 - p_0) f_{ш}. \end{cases} (2)$$

Соответствующая расчетная схема ЭГФ представлена на рис. 2.

В системе уравнений (14) приняты следующие обозначения:

$$\begin{aligned} q_1 &= \mu f_\phi \sqrt{\frac{1}{2\rho(p_{2к} - p_u)}}; & q_2 &= \mu f_2 \sqrt{\frac{1}{2\rho(p'_2 - p_1)}}; \\ q_3 &= \mu f_{экр} \sqrt{\frac{1}{2\rho(p_1 - p_0)}}; & h_\phi &= \frac{\partial \mu f_\phi}{\partial x} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{2к} - p_u)}; \\ h_{кл} &= \frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial x_{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_0)}; & h'_{кл} &= \frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial x} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_0)}; & v'_{кл} &= \frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial p_1} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_0)}. \end{aligned} \quad (15)$$

Для определения величин введенных обозначений необходимо вычислить некоторые частные производные: $\partial \mu f_\phi / \partial x$, $\partial \mu f_{экр} / \partial x_{кл}$, $\partial \mu f_{экр} / \partial x$ и $\partial \mu f_{экр} / \partial p_1$. Для этого воспользуемся выражениями (4)-(9), про дифференцировав их по соответствующим переменным.

Очевидно, что

$$\frac{\partial \mu f_\phi}{\partial x} = \frac{\partial \mu f_\phi}{\partial \mu f_{экр}} \cdot \frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial x}, \quad (16)$$

где величину $\partial \mu f_\phi / \partial \mu f_{экр}$ можно определить из выражения (4):

$$\frac{\partial \mu f_\phi}{\partial \mu f_{экр}} = \left(\frac{\mu f_p}{\sqrt{(\mu f_{экр})^2 + (\mu f_p)^2}} \right)^3, \quad (17)$$

а величину $\partial \mu f_{экр} / \partial x$ из выражения (5):

$$\frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial x} = \mu_{экр} \pi (d_{ко} + x \sin \alpha_u) \sin \frac{\alpha_u}{2}. \quad (18)$$

Аналогичный подход применим при нахождении других частных производных.

$$\frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial x_{кл}} = \frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial \mu f_{клев}} \cdot \frac{\partial \mu f_{клев}}{\partial x_{кл}}, \quad (19)$$

где из выражения (4):

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{f_m}{a\rho} - q_1 & 0 & 0 & -f_u & 0 & -h_\phi & 0 \\ 0 & -\frac{f_m}{a\rho} - q_2 & q_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & q_2 & -q_2 - q_3 - v'_{кл} & f_1 & -f_u & -h'_{кл} & -h_{кл} \\ f_u & 0 & -f_1 & 0 & 0 & -K_{пр} & 0 \\ 0 & 0 & f_u & 0 & 0 & 0 & -K_{прв} - K_{прн} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

которую следует дополнить диагональной матрицей коэффициентов перед производными:

$$D = \text{diag} \left((\alpha_{сж} V_{2к}), (\alpha_{сж} V'_2), \left(\alpha_{сж} V_1 + \frac{l}{E} \right), m, m_{кл}, 1, 1 \right).$$

Тогда собственные числа матрицы $B = D^{-1} \cdot A$, которые имеют вид $\lambda_j = \alpha + i\beta$, где α -

$$\frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial \mu f_{клев}} = \left(\frac{\mu f_0 \cdot \mu f_{клин}}{\sqrt{(\mu f_0 \cdot \mu f_{клев})^2 + (\mu f_{клин} \cdot \mu f_0)^2 + (\mu f_{клев} \cdot \mu f_{клин})^2}} \right)^3, \quad (20)$$

а из выражения (7):

$$\frac{\partial \mu f_{клев}}{\partial x_{кл}} = \mu_{клев} \pi \sin \gamma \left(\frac{d_u}{2} + x_{кл} \sin \frac{\gamma}{2} \right). \quad (21)$$

$$\frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial x} = \frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial \mu f_{клин}} \cdot \frac{\partial \mu f_{клин}}{\partial x}, \quad (22)$$

где из выражения (6):

$$\frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial \mu f_{клин}} = \left(\frac{\mu f_0 \cdot \mu f_{клев}}{\sqrt{(\mu f_0 \cdot \mu f_{клев})^2 + (\mu f_{клин} \cdot \mu f_0)^2 + (\mu f_{клев} \cdot \mu f_{клин})^2}} \right)^3, \quad (23)$$

а из выражений (8) и (9):

$$\frac{\partial \mu f_{клин}}{\partial x} = -\mu_{клин} \pi d_{он}. \quad (24)$$

$$\frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial p_1} = \frac{\partial \mu f_{экр}}{\partial \mu f_{клин}} \cdot \frac{\partial \mu f_{клин}}{\partial p_1}, \quad (25)$$

где из выражений (8) и (9):

$$\frac{\partial \mu f_{клин}}{\partial p_1} = \mu_{клин} \pi d_{он} \frac{l}{E}. \quad (26)$$

С учетом приведенных выше преобразований, система уравнений (14) имеет такую матрицу коэффициентов перед неизвестными:

действительная, а $i\beta$ - воображаемая части, являются корнями характеристического уравнения системы (14). Естественно, для приведенной системы 7-го порядка таких корней будет семь.

Кроме того, следует отметить, что приведенная матрица A обладает особым видом симметрии, которая в [4] названа симметрией механических

систем.

Результаты численного исследования. Исследуем корни характеристического уравнения системы (собственные значения матрицы B) в процессе моделирования рабочего процесса в ЭГФ. Для этого в математическую модель, описанную в работе [3], в виде отдельного блока включена методика нахождения собственных значений матрицы $B = D^{-1} \cdot A$, которая является стандартной функцией математического пакета MATLAB. Собственные значения определялись на каждом шаге в процессе численного интегрирования основной математической модели ЭГФ. Расчет выполнен для ЭГФ быстрого малолитражного дизеля, конструктивные параметры которого описаны в работе [5]. Для решения была применена неявная схема Адамса [6], общепринятая к использованию при расчетах гидромеханических узлов дизельной топливной аппаратуры [1]. Результат изложенного расчетного эксперимента, в котором использован малый шаг по времени $\Delta t = 1 \cdot 10^{-6}$ с, представлен на рис. 3.

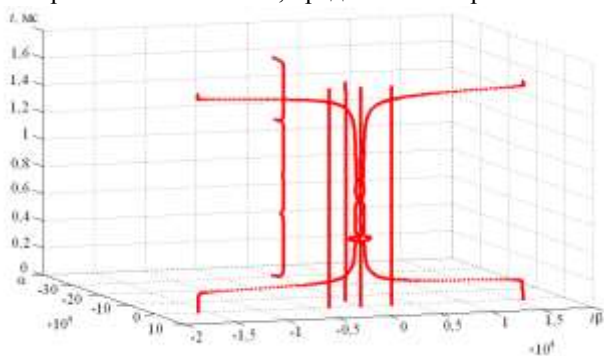


Рис. 3. Корни характеристического уравнения системы (14)

На рис. 3 приведены полученные значения корней характеристического уравнения системы (14) по текущему времени процесса. Анализ результатов показывает, что система является жесткой, поскольку модуль действительной части одной из постоянных времени λ_j на 1...2 порядка больше, чем в других. Причем, как выяснилось, эта, наиболее отдаленная от начала координат постоянная времени, определяется апериодическим процессом, который имеет место в кармане перед камерой управления, обозначенной на схеме V'_2 (см. рис. 2).

Исходя из полученного результата и воспользовавшись вторым уравнением системы (14), можно определить необходимый шаг интегрирования аналитически следующим способом. Действительная часть комплексного корня α_2 этой системы приблизительно составляет величину:

$$\alpha_2 \approx -\frac{f_m}{ar\alpha_{сж}V'_2}, \quad (27)$$

а с учетом уравнения (13):

$$\alpha_2 \approx -\frac{f_m}{V'_2\sqrt{\rho\alpha_{сж}2}}. \quad (28)$$

Тогда, для достижения устойчивости решения необходимо выполнение условия:

$$|\Delta t \cdot \alpha_2| < 2, \quad (29)$$

откуда:

$$\Delta t < \frac{2}{|\alpha_2|}, \quad (30)$$

или при подстановке уравнения (28) в (30):

$$\Delta t < \frac{2V'_2\sqrt{\rho\alpha_{сж}}}{f_m}. \quad (31)$$

Для исследуемой системы ЭГФ, в которой $V'_2 = 20 \text{ мм}^3$, $f_m = 3,14 \text{ мм}^2$, $\rho = 840 \text{ кг/м}^3$, $\alpha_{сж} = 4 \cdot 10^{-10} \text{ Па}$ при давлении в аккумуляторе $p_a = 140 \text{ МПа}$, значение граничного шага составит:

$$\Delta t < \frac{2 \cdot 20 \cdot 10^{-9} \sqrt{840 \cdot 4 \cdot 10^{-10}}}{3,14 \cdot 10^{-6}} \approx 7,4 \cdot 10^{-6} \text{ с}.$$

Таким образом, можно сделать вывод, что выбор шага интегрирования для достижения устойчивости решения определяется конструктивными параметрами системы, что проиллюстрировано на рис. 4 при $\Delta t = 5 \cdot 10^{-6}$ с. Как видно из рисунка, все полученные корни характеристического уравнения системы (14) на всех расчетных шагах попадают в область устойчивости метода Рунге-Кутты 2-го порядка.

При этом сходимость решения также будет достигнута, поскольку, как видно из рис. 4, при выбранном шаге интегрирования комплексные значения низких частот системы удовлетворяют условию $|\Delta t \cdot \lambda_j| < 0,1$.

Таким образом, выбранный метод интегрирования является достаточным для численного решения математических моделей гидродинамических узлов топливной аппаратуры с электромагнитным управлением.

Из анализа данных, приведенных на рис. 4, вытекает еще один самый важный вывод, который можно назвать «побочным результатом» исследования. А именно – для всех корней характеристического уравнения λ_j выполняется условие: $\text{Re } \lambda_j < 0$, что свидетельствует об устойчивости анализируемой гидромеханической системы. Это, в свою очередь, дает возможность использовать конструкцию форсунки без жесткого верхнего упора ее иглы.

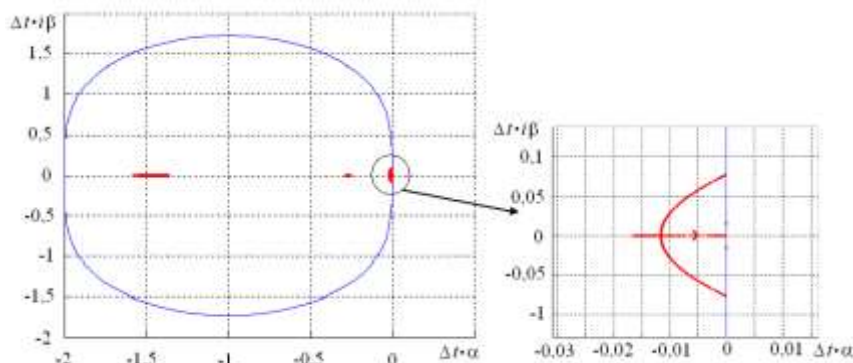


Рис. 4. Корни характеристического уравнения системы (14) в области устойчивости метода Рунге-Кутты 2-го порядка при шаге $\Delta t = 5 \cdot 10^{-6}$ с

Полученные результаты исследований учитывались при программной реализации математических моделей топливной аппаратуры дизеля с электромагнитным управлением, описанных в роботах [3, 7, 8]. После перехода к явной схеме интегрирования результат гидродинамического расчета практически не изменился, а трудоемкость сократилась на порядок.

Выводы

1. Достаточную устойчивость и сходимость численного решения дифференциальных уравнений математической модели ЭГФ можно получить при применении метода интегрирования Рунге-Кутты 2-го порядка. При этом шаг интегрирования следует определять, исходя из конструктивных параметров системы.

2. Анализ линеаризованной математической модели электрогидравлической форсунки показал, что ее динамические процессы отличаются устойчивостью. Это качество определяет конструктивную возможность использования электрогидравлических форсунок без жесткого ограничителя подъема иглы.

Список литературы:

1. Григорьев А.Л. Выбор метода интегрирования уравнений гидромеханического узла дизельной топливной аппаратуры / А.Л. Григорьев // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2001. – №2. – С. 73-87. 2. Григорьев А.Л. Динамический анализ гидромеханических узлов дизельной топливной аппаратуры / А.Л. Григорьев // Вісник Харківського державного політехнічного університету. – 2000. – Вип. 124. – С.27-39. 3. Марченко А.П. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы CR в среде MATLAB/Simulink / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – №1. – 2006. С. 101-104. 4. Геворкян Ю.Л. Скалярный и векторный анализ для классического инженерного образования / Ю.Л. Геворкян, А.Л. Григорьев – Х., 2009. – Т.1. – 650 с. 5. Врублевский А.Н. Научные ос-

новы создания аккумуляторной топливной системы для быстроходного дизеля: монография / А.Н. Врублевский. – Х.: ХНАДУ, 2010. – 216 с. 6. Дьяконов В. П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 в математике и моделировании. Серия «Библиотека профессионала» / В. П. Дьяконов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 576 с. 7. Прохоренко А.А. Сравнительный анализ методов решения телеграфного уравнения при моделировании процесса впрыскивания топлива аккумуляторной системой CR / А.А. Прохоренко, И.Д. Васильченко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1 – С. 21-29. 8. Прохоренко А.А. Насос-форсунка с электромагнитным клапаном для судового дизель-генератора 6ЧН 26/34 / А.А. Прохоренко, В.В. Матвеев, А.Т. Тихоненко // II Університетська науково-практична студентська конференція магістрантів Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (25-27 березня 2008 року): тези доповідей: у 3-х томах. Х., 2008. – Т.1 – С.134-136.

Bibliography (transliterated):

1. Grigor'ev A.L. Vybora metoda integrirovaniya uravnenij gidromehaničeskogo uzla dizel'noj toplivnoj apparatury / A.L. Grigor'ev // Vestnik Nacional'nogo tehničeskogo univer-siteta «HP». – 2001. – №2. – S. 73-87. 2. Grigor'ev A.L. Dinamičeskij analiz gidromehaničeskikh uzlov dizel'noj top-livnoj apparatury / A.L. Grigor'ev // Visnik Harkivs'kogo deržavnogo politehničeskogo universitetu. – 2000. – Vip. 124. – S.27-39. 3. Marchenko A.P. Matematičeskoe modelirovanie processov v jelektrogidravličeskoj forsунке sistemy CR v srede MATLAB/Simulink / A.P. Marchenko, A.A. Prohorenko, D.V. Meshkov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – №1. – 2006. S. 101-104. 4. Gevorkjan Ju.L. Skal'jarnyj i vektornyj analiz dlja klassičeskogo inžener-nogo obrazovanija / Ju.L. Gevorkjan, A.L. Grigor'ev – H., 2009. – T.1. – 650 s. 5. Vrublevskij A.N. Nauchnye osnovy sozdanija akumuljatornoj toplivnoj sistemy dlja by-strohodnogo dizel'ja: monografija / A.N.Vrublevskij. – H.: HNA-DU, 2010.– 216 s. 6. D'jakonov V. P. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 v matematike i modelirovanii. Cerija «Biblioteka profes-sionala» / V. P. D'jakonov. – M.: SOLON–Press, 2005. – 576 s. 7. Prohorenko A.A. Sravnitel'nyj analiz metodov reshenija telegrafnogo uravnenija pri modelirovanii processa vpryski-vanija topliva akumuljatornoj sistemoj CR / A.A. Prohorenko, I.D. Vasil'chenko, D.V. Meshkov // Dvigateli vnutrennego sgo-ranija. – 2008. – №1 – S. 21-29. 8. Prohorenko A.A. Nasos-forsunka s jelektromagnitnym klapanom dlja sudovogo dizel'-generatora 6ChN 26/34 / A.A. Prohorenko, V.V. Matveenko, A.T. Tihonenko // II Universitets'ka nauko-vo-praktična student's'ka konferencija magistrantiv Nacional'nogo tehničeskogo uni-versitetu «Harkivs'kij politehničnij institut» (25-27 bere-znja 2008 roku): tezi dopovidej: u 3-h tomah. H., 2008. – T.1 – S.134-136.

Поступила в редакцию 18.04.2013

Григорьев Александр Львович – доктор техн. наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт».

Прохоренко Андрей Алексеевич – доктор техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

Рыкова Инна Витальевна – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», rykova@kpi.kharkov.ua.

АНАЛІЗ СТІЙКОСТІ Й ЗБІЖНОСТІ ЧИСЕЛЬНИХ МЕТОДІВ ІНТЕГРУВАННЯ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ РІВНЯНЬ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ

О.Л. Григор'єв, А.О. Прохоренко, І.В. Рыкова

На основі аналізу спрощеної математичної моделі ЕГФ проведено дослідження з вибору раціонального методу та кроку чисельного інтегрування диференціальних рівнянь для рішення математичних моделей ТА з електромагнітним керуванням. Виявлено динамічну стійкість аналізованого вузла.

ANALYSIS OF THE STABILITY AND CONVERGENCE OF NUMERICAL METHODS FOR THE INTEGRATION OF DIFFERENTIAL EQUATIONS OF ELECTRO-HYDRAULIC DIESEL INJECTORS

A.L. Grigoriev, A.A. Prokhorenko, I.V. Rykova

Based on the analysis of a simplified mathematical model of EHD the study on the rational choice of the method and the step of numerical integration of differential equations for the solution of mathematical models of fuel delivery system with electromagnetic control was made. The dynamic stability of the analyzed unit was disclosed.

УДК 621.436.052

С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, В.А. Опалев

СОГЛАСОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОНАДУВА И ДВУХТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Рассмотрены основные проблемы согласования характеристик турбонадувочных агрегатов и двухтактных транспортных дизелей с разным числом цилиндров. Исследовано влияние ярусности рабочего колеса, степени диффузорности безлопаточного диффузора, окружной скорости колеса и других геометрических параметров на напорную характеристику центробежного компрессора и совместную работу компрессора с поршневым двигателем. Определены эффективные мероприятия по оптимальному согласованию механического турбонадува с транспортным дизелем. Предложены рекомендации по ускорению модернизации транспортных дизелей с разным числом цилиндров за счёт расширения характеристик высоконапорных турбонадувочных агрегатов.

Введение

Совместное совершенствование газоздушного тракта и турбонадувочных агрегатов (ТНА) транспортных дизелей - одно из важных направлений их развития [1, 2]. Благодаря высоким степеням повышения давления центробежных компрессоров (ЦБК) турбонадува ($\pi_k^* = 4,0..4,5$) достигнут значительный прогресс в удельных параметрах двигателей: удельном расходе топлива, литровой мощности, удельной массе и др. [3, 4]. При столь высоких параметрах ТНА важная роль отводится согласованию его характеристик и дизеля.

Формулировка проблемы

Отличительной особенностью условий работы механического турбонадува в системе транспортного дизеля является сочетание нестационарного процесса течения в газоздушном тракте, обусловленного циклическим движением поршней, с переменными режимами работы двигателя при пе-

ремещении транспортного средства по пересечённой местности. Эти условия влияют на совместную работу ТНА с поршневым двигателем (ПД), что необходимо учитывать при создании турбопоршневого дизеля с приводным турбокомпрессором путём согласования их характеристик [1, 5]. Периодическое изменение гидравлической характеристики двухтактного двигателя, вызываемое движением поршней и колебаниями давления в выпускной системе, смещают работу турбокомпрессора по линии акустического импеданса [6], что в итоге способствует развитию срывных процессов в компрессоре и его неустойчивости.

Целью данного исследования является согласование характеристик турбонадувочного агрегата и поршневой части двухтактного дизеля с разным числом цилиндров с учетом условий эксплуатации транспортного средства. Эффективное согласование обычно обеспечивают доводочными испытани-

ями в стендовых условиях, а завершают проверкой на транспортном средстве, по результатам которой судят о качестве готовой продукции. Такая последовательность испытаний гарантирует достоверность характеристик ТНА и двигателя в целом и является мерой предотвращения повреждений и возникновения аварийных ситуаций, ввиду существования определённых ограничений, связанных с нарушением устойчивых режимов работы (помпажом), максимальными крутящими моментами на валах или предельными центробежными силами на вращающихся деталях, прецессией ротора ЦБК и др. Так как на стадии проектирования обычно трудно предусмотреть все подобные ситуации, то стендовые испытания используют для окончательной доводки с внесением отдельных изменений в газозоудушный тракте [4], ЦБК [5 - 9] или турбин [10, 11].

Результаты исследования

Согласование параметров ТНА и поршневой

Таблица 1. Основные параметры компрессоров наддува двухтактных дизелей

Марка дизеля	5ТДФ	3ТД-1	3ТД-2	3ТД-3	3ТД-4	6ТД-1	6ТД-2Е	6ТД-2
Литровая мощность дизеля, $N_{ел}$, кВт/л	37,8	25,3	36	45	54	45	54	54
Степень повышения давления, π_k^*	2,75	2,07	2,5	3,44	4,15	3,37	3,6	3,9
Коэффициент напора, \bar{H}	0,675	0,71	0,712	0,745	0,745	0,71	0,755	-
Расчётный КПД компрессора, η_k^*	0,795	0,8	0,8	0,8	0,8	0,79	0,805	0,78
Тип рабочего колеса	закрытое	полуоткрытое						ОЦБК
Наружный диаметр рабочего колеса, D_2 , м	0,225	0,18	0,205	0,22	0,22	0,24	0,24	0,24
Количество ярусов лопаток	1	2	2	3	3	2	3	2
Количество лопаток первого яруса ВНА	14	11	11	10	10	14	11	16
Количество лопаток второго яруса	14	22	22	20	20	28	22	32
Количество лопаток третьего яруса	-	-	-	40	40	-	44	-
Коэффициент мощности, μ	0,825	0,865	0,867	0,907	0,907	0,879	0,914	-
Коэффициент рабочего диапазона, $\Delta\bar{G}_K$	0,39	0,53	0,35	0,34	0,30	0,21	0,26	0,26

Проектирование ТНА с выбором рациональных параметров компрессора и турбины выполняли для режима максимальной мощности $N_{e\max}$.

Применение в ЦБК осерадиальных трёхъярусных рабочих колёс (РК) с углами $\beta_{1н} = 30^\circ$, $\beta_{2л} = 90^\circ$ [2] и оптимальными размерами ярусов [7], минимально допустимым концевым зазором, равномерными условиями потока на входе, оптималь-

части дизеля для получения требуемых его внешней и нагрузочных характеристик путём рационального выбора режимов работы компрессора и турбины обычно не вызывает затруднений при невысоких степенях повышения давления $\pi_k^* \leq 1,8..2,0$. Однако при более высоких значениях π_k^* требуются специальные меры - регулирование компрессора или турбины [1], что существенно усложняет управление двигателем в эксплуатационных условиях. Опыт создания транспортных дизелей с турбокомпрессором, механически связанным с коленчатым валом (табл. 1), свидетельствует о возможности обеспечения широкодиапазонных характеристик центробежных компрессоров [8, 9] и турбин [10, 11]. Как дополнительные факторы, влияющие на характеристики совместной работы, использовали разные передаточные отношения в редукторах между роторами компрессора, турбин и коленчатым валом.

ными коэффициентами диффузорности безлопаточного и лопаточного диффузоров [8, 9, 12] обеспечивало максимально достижимые коэффициенты напора ($\bar{H} = 0,755$) и степени повышения давления при сравнительно высоких значениях КПД ($\eta_k^* = 0,8..0,81$) и коэффициентах рабочего диапазона ЦБК ($\Delta\bar{G}_K = 0,26..0,34$).

При этом для турбин осуществляли многопараметрическую оптимизацию по семи переменным [4]. Оптимизация ЦБК и турбин ТНА на принятом расчётном режиме обеспечивала благоприятные их характеристики и согласование в системе двигателя. Перечисленные мероприятия по оптимизации ЦБК в сочетании с незначительным изменением наружного диаметра рабочих колёс и передаточного отношения редуктора сменой зубчатых пар позволяли, таким образом, создавать более высоконапорные, но близкие по геометрическим и аэродинамическим параметрам ЦБК для новых более мощных модификаций дизелей (табл. 1), в отличие от базового варианта 5ТДФ. Так, переход от базового пятицилиндрового дизеля 5ТДФ к шестицилиндровому 6ТД-1 привёл к повышению мощности почти в полтора раза за счёт добавления одного цилиндра и повышения уровня форсирования двигателя, изменению его конструкции, что повлекло также изменение агрегата турбонаддува (табл. 1). Дальнейшее развитие более мощного шестицилиндрового дизеля 6ТД-2 потребовало применения высоконапорного двухступенчатого осецентробежного компрессора (ОЦБК). Колесо осевой турбины сохранялось неизменным.

Недостаточная надёжность дизеля 6ТД-2 и его агрегата турбонаддува, выявленная в эксплуатации, привела к необходимости замены двухступенчатого осецентробежного компрессора на одноступенчатый для модификации дизеля 6ТД-2Е [5]. Такая замена позволила повысить надёжность дизеля при некотором улучшении характеристик компрессора по КПД и напору за счёт применения трёхъярусного РК с меньшим концевым зазором и увеличении на ~2% передаточного отношения редуктора (с $i=12,46$ до $i=12,69$) привода ТНА от коленчатого вала путём смены зубчатых колёс. Переход к одноступенчатому компрессору позволил уменьшить удельный эффективный расход топлива дизеля на режиме максимального крутящего момента за счёт более эффективного наполнения цилиндров [5]. А на режиме максимальной мощности экономичность дизеля возросла за счёт устранения избыточного расхода воздуха, а следовательно, снижения затрат мощности на его сжатие. Кроме того, увеличение в наружном ярусе числа лопаток РК в одноступенчатом компрессоре до $Z = 44$ привело к снижению нестационарности потока за ним, что при ограниченном объёме ресивера за компрессором способствовало снижению потерь от нестационарности, повышению КПД ЦБК и увеличению эффективно-го КПД дизеля, в том числе и за счёт ослабления проявления нестационарности во всём его газоздушном тракте. Натурные испытания дизеля

6ТД-2Е в форсированном варианте подтвердили возможность достижения $\pi_k^* = 4,0..4,5$ в одноступенчатом компрессоре вместо двухступенчатого ОЦБК.

Более сложными оказались работы по созданию ТНА в трёхцилиндровых дизелях, для которых характерны более значительные размахи пульсаций давления периодически нестационарного потока при наличии временных интервалов с полностью перекрытым газоздушным трактом для прохождения воздуха, что может приводить к помпажу [6] при недостаточном объёме ресивера за компрессором. Эффективными средствами для предотвращения неустойчивости в трёхцилиндровых дизелях наряду с применением антипомпажных полостей, увеличением объёма ресивера и сокращением времени перекрытия газоздушного тракта оказались мероприятия по расширению рабочего диапазона характеристик высоконапорного ЦБК за счёт применения трёхъярусных РК [7], расширения диапазона бесрывной работы лопаточного диффузора [8, 9] уменьшением ширины безлопаточного диффузора $b_3/b_2 < 0,9$ в дизелях 5ДН12/2×12 и 3ТД-4. Применение трёхъярусного РК в дизеле 3ТД-3 вместо двухъярусного, обеспечившее расширение рабочего диапазона характеристик ЦБК [7], предусматривало получение на расчётном режиме дизеля степени повышения давления $\pi_k^* = 3,35$ при расходе воздуха $G_{в.пр.} = 0,88..0,9$ кг/с с увеличением диаметра РК D_2 от 0,205 м до 0,22 м при понижении частоты вращения для увеличения потребного ресурса роликового подшипника промежуточной опоры консольного ротора. Аналогичное трёхъярусное РК в системе дизеля 3ТД-4 позволило получить $\pi_k^* = 4,15$ при соответствующем увеличении частоты вращения $M_{U_2} = 1,292$. А описанные в работе [9] результаты исследования этого компрессора с торцевой подрезкой лопаточного диффузора до $b_3/b_2 = 0,73$ подтвердили существенное увеличение рабочего диапазона характеристики компрессора $\Delta \bar{G}_k$ от 0,15 до 0,29 (почти в два раза) со смещением границ помпажа в сторону меньших расходов воздуха, а также и повышением КПД.

Таким образом, перечисленные мероприятия являются достаточно эффективными для согласования характеристик турбокомпрессора и дизеля, а поэтому их часто используют в практике создания ТНА для новых и модернизированных дизелей.

В предлагаемом исследовании продолжены работы [9] по изучению влияния уменьшения относительной ширины безлопаточного диффузора

$b_3/b_2 < 0,9$ на характеристики ЦБК не только с полуоткрытыми РК, но и с закрытыми. В частности на рис. 1 представлено сопоставление характеристик ЦБК с полуоткрытым РК ($D_2 = 0,205$ м) дизеля ЗТД-2 (пунктирные линии) и с закрытым РК ($D_2 = 0,225$ м) дизеля 5ТДФ (сплошные линии) и уменьшенными величинами b_3 до 6,3 мм и 5,6 мм для каждого из РК, соответствующих $b_3/b_2 = 0,79$ и $b_3/b_2 = 0,53$ при разных окружных скоростях M_{U_2} , обеспечиваемых сменными зубчатыми парами в редукторе.

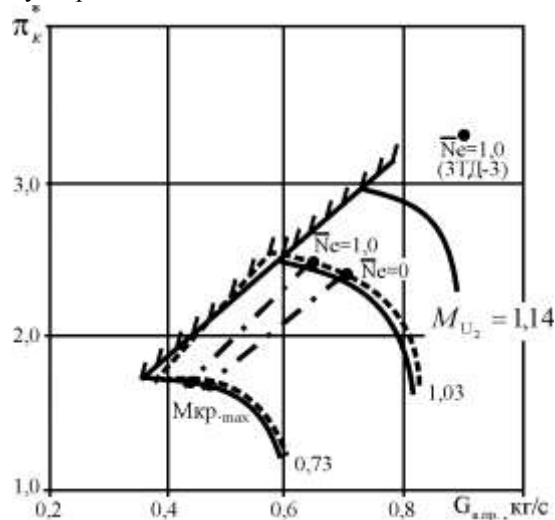


Рис. 1. Сравнение характеристик ЦБК дизелей:
 — 5ТДФ с $b_3 = 5,6$ мм;
 - - - - - 3ТД-2 с $b_3 = 6,3$ мм;
 - · - · - линия рабочих режимов ЦБК и дизеля ЗТД-2

Из рисунка видно, что увеличение частоты вращения коленчатого вала на 100 мин^{-1} до $n_{к.в} = 2700 \text{ мин}^{-1}$ и передаточного отношения, обеспечивающих окружную скорость РК $M_{U_2} = 1,14$, не позволили достигнуть степени повышения давления $\pi_k^* = 3,44$, характерной для штатного компрессора наддува дизеля ЗТД-3. Кроме того, при таком варианте $n_{к.в}$ и передаточном отношении, указанная окружная скорость РК находится за допустимыми пределами прочности закрытого колеса. В то же время применение закрытого РК с уменьшением ширины безлопаточного диффузора до 5,6 мм позволяет получить степень повышения давления $\pi_k^* = 2,5$ в дизеле ЗТД-2 и согласовать характеристики турбонадува с дизелем во всем диапазоне его нагрузочных характеристик от $M_{кр-макс}$ до $N_e \text{ ном}$. При этом целесообразно использовать турбину дизеля ЗТД-3.

Заключение

При модернизации двухтактных турбопоршневых дизелей с механической связью коленчатого

вала и ТНА согласование характеристик турбонадува и поршневой части может быть обеспечено изменением количества ярусов РК ЦБК, его наружного диаметра, сужением безлопаточного диффузора b_3/b_2 , изменением передаточного отношения редуктора сменой зубчатых колёс, применением противопомпажных полостей и увеличением объема ресивера за компрессором без использования регулирующих факторов на эксплуатационных режимах, усложняющих управление двигателем.

Список литературы:

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1983. - 372 с.
2. Комплексное газодинамическое совершенствование двухтактных турбопоршневых транспортных дизелей [Текст] / С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, Е.Н. Овчаров, В.А. Опалев // *Авиационно-космическая техника и технология*. - 2012. - № 10(97). С. 72 - 76.
3. Бордуков В.Т. Разработка и совершенствование турбокомпрессоров с высокой степенью сжатия для дизелей с высоким наддувом [Текст] / В.Т. Бордуков, Г.П. Сиволап, П.В. Иванов // *Форсированные дизели: доклады на XI Международном конгрессе по двигателям (СИМАК)*. - М.: Машиностроение, 1978. - С. 184 - 201.
4. Агрегаты воздушного снабжения комбинированных двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Д.А. Дехович, Г.И. Иванов, М.В. Круглов и др. - М.: Машиностроение, 1973. - 296 с.
5. Сравнительный анализ одно- и двухступенчатого компрессора для наддува высокофорсированных дизелей [Текст] / С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, И.А. Краюшкин, Ю.А. Анимов // *Двигатели внутреннего сгорания*. - 2007. - №1. - С. 16 - 80.
6. Герасименко В.П. Обеспечение газодинамической устойчивости компрессора в условиях периодических возмущений потока [Текст] / В.П. Герасименко, Ю.А. Анимов // *Авиационно-космическая техника и технология*. - 2004. - № 7(15). - С. 69-73.
7. Оптимизация многоярусных рабочих колёс ЦБК [Текст] / С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, Е.Н. Овчаров, В.А. Опалев // *Вестник двигателестроения*. - 2011. - №2. - С. 208-212.
8. Рязанцев Н.К. Центробежные компрессоры с широкодиапазонной характеристикой для наддува двухтактных транспортных дизелей [Текст] / Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов // *Двигатели внутреннего сгорания*. - 2001. - №2. - С. 70-77.
9. Алёхин С.А. Исследования по расширению диапазона бесрывной работы лопаточного диффузора высоконапорного центробежного компрессора [Текст] / С.А. Алёхин, Ю.А. Анимов, Е.Н. Овчаров // *Двигатели внутреннего сгорания*. - 2006. - №1. - С. 81-86.
10. Анимов Ю.А. К выбору типа турбины системы механического турбонадува двухтактного транспортно-го дизеля [Текст] / Ю.А. Анимов, В.А. Опалев // *Авиационно-космическая техника и технология*. - 2003. - № 41/6. - С. 27-31.
11. Рязанцев Н.К. Сравнительные испытания турбопоршневого дизеля с радиально-осевой и осевой турбинами [Текст] / Н.К. Рязанцев, Е.Н. Овчаров // *Авиационно-космическая техника и технология*. - 2000. - № 19. - С. 439-442.
12. Иванов Г.И. Об ограничении расхода через ступень центробежного компрессора лопаточным диффузором [Текст] / Г.И. Иванов // *Энергомашиностроение*. - 1967. - №1. - С. 7 - 11.

Bibliography (transliterated):

1. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevych i kombinirovannykh dvigatelei [Tekst]/ pod red. A.S. Orlina, M.G. Kruglova. - M.: Mashinostroenie, 1983. - 372 s.
 2. Kompleksnoe gazodinamicheskoe sovershenstvovanie dvuchtaktnykh turboporshnevych transportnykh dizelei [Tekst]/ S.A. Alechin, V.P. Gerasimenko, E.N. Ovcharov, V.A. Opalev // Aviatsonno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya. - 2012. - № 10(97). S. 72-76. 3. Bordukov V.T. Razrabotka i sovershenstvovanie turbokompressorov s vysokoi stepen'yu szhatiya dlya dizelei s vysokim nadduvom [Tekst]/ V.T. Bordukov, G.P. Sivolap, P.V. Ivanov // Forsirovannye dizeli: doklady na XI mezhdunarodnom kongresse po dvigatelyam (SIMAK). - M.: Mashinostroenie, 1978. - S. 184-201. 4. Agregaty vozduchosnabzheniya kombinirovannykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya [Tekst]/ D.A. Dechovich, G.I. Ivanov, M.V. Kruglov i dr. - M.: Mashinostroenie, 1973. - 296 s. 5. Sravnitel'nyi analiz odno- i dvuchstupenchato-go kompressora dlya nadduva vysokoforsirovannykh dizelei [Tekst]/ S.A. Alechin, V.P. Gerasimenko, I.A. Krayushkin, Yu.A. Animov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - 2007. - №1. - S. 16-80. 6. Gerasimenko V.P. Obespechenie gazodinamicheskoi ustoychivosti kompressora v usloviyakh periodicheskikh vozmushchenii potoka [Tekst]/ V.P. Gerasimenko, Yu.A. Animov // Aviatsonno-

kosmicheskaya tehnika i tech-nologiya. - 2004. - № 7(15).- S. 69-73. 7. Optimizatsiya mnogoyarusnykh rabochich kolez TsBK [Tekst]/ S.A. Alechin, V.P. Gerasimenko, E.N. Ovcharov, V.A. Opalev // Vestnik dvigatelestroeniya. - 2011. - №2. - S. 208-212. 8. Ryazantsev N.K. Tsentrobezhnye kompressory s shirokodiapazonnoi charakteristikoi dlya nadduva dvuchtaktnykh transportnykh dizelei [Tekst]/ N.K. Ryazantsev, Yu.A. Animov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - 2001. - №2. - S. 70-77. 9. Alechin S.A. Issledovaniya po rasshireniyu diapazona bessryvnoi raboty lopatochnogo diffuzora vysokonapornogo tsentrobezhnogo kompressora [Tekst]/ S.A. Alechin, Yu.A. Animov, E.N. Ovcharov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - 2006. - №1. - S.81-86. 10. Animov Yu.A. K vyboru tipa turbiny sistemy mekhanicheskogo turbonadduva dvuchtaktmogo transportnogo dizelya [Tekst]/ Yu.A. Animov, V.A. Opalev // Aviatsonno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya. - 2003. - № 41/6.- S. 27-31. 11. Ryazantsev N.K. Sravnitel'nye ispytaniya turboporshnevo-go dizelya s radial'no-osevoi i osevoi turbinami [Tekst]/ N.K. Ryazantsev, E.N. Ovcharov // Aviatsonno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya. - 2000. - № 19.- S. 439-442. 12. Ivanov G.I. Ob ogranichenii raschoda cherez stu-pen' tsentrobezhnogo kompressora lopatochnym diffuzorom [Tekst]/ G.I. Ivanov // Energomashinostroenie. - 1967. - №1. - S. 7-11.

Поступила в редакцию 22.05.2013

Алехин Сергей Алексеевич – канд. техн. наук, генеральный конструктор Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Герасименко Владимир Петрович – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры теории авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина.

Опалев Василий Анатольевич – начальник лаборатории Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

УЗГОДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОНАДДУВУ ТА ДВОТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

С.О. Алюхін, В.П. Герасименко, В.А. Опалєв

Розглянуто основні проблеми узгодження характеристик турбонаддувних агрегатів і двотактних транспортних дизелів з різним числом циліндрів. Досліджено вплив ярусності робочого колеса, ступеня дифузорності безлопаткового дифузора, окружної швидкості колеса та інших геометричних параметрів на напірну характеристику відцентрового компресора і сумісну роботу компресора з поршнеvim двигуном. Визначено ефективні заходи щодо оптимального узгодження механічного турбонаддуву з транспортним дизелем. Запропоновано рекомендації з прискорення модернізації транспортних дизелів з різним числом циліндрів за рахунок розширення характеристик високонапірних турбонаддувних агрегатів.

THE MATCHING OF CHARACTERISTICS OF THE TURBO-SUPERCHARGING SYSTEM AND TWO-STROKE TRANSPORT DIESEL ENGINE

S.A. Alyohin, A.P. Gerasimenko, V.A. Opalev

The basic problems of the matching of characteristics of turbo-supercharging units and two-stroke transport diesel engines with various number of cylinders are considered. Influence of the number of impeller tiers and other geometrical parameters on the pressure characteristic of the centrifugal compressor and joint action of the compressor and the piston engine is investigated. Effective measures on the optimum coordination of a mechanical turbo-supercharging with a transport diesel engine are determined. Recommendations on acceleration of modernization of transport diesel engines with different number of cylinders are offered due to enhancement of characteristics high-pressure turbo-supercharging units.