

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ РАБОЧЕГО ТЕЛА

*Обоснована необходимость оценки виброактивности поршневых ДВС с продолженным расширением рабочего тела, описана процедура расчетной оценки виброактивности. Методами численного моделирования определены виброперемещения, виброскорости и виброускорения, построены амплитудно-частотные характеристики ускорений. Показано, что реализация продолженного расширения рабочего тела в 4-цилиндровом поршневом двигателе при идентичных показателях рабочего процесса не приводит к ухудшению его вибродинамических характеристик и не препятствует форсированию двигателя.*

### Введение

Ужесточение энергетических и экологических требований, предъявляемых к поршневым двигателям, приводит к необходимости поиска новых путей повышения эффективности использования теплоты, выделяющейся при сгорании топлива. Одним из таких направлений является разработка и внедрение двигателей с продолженным расширением рабочего тела, которые называют также пятитактными. Такие двигатели обладают достаточно высокими потенциальными возможностями улучшения удельных экономических и экологических характеристик [1].

К настоящему времени известны многочисленные способы реализации продолженного расширения рабочего тела, частично описанные в работе [2]; там же указаны и некоторые проблемы динамики, решение которых необходимо при рассмотрении вопроса о разворачивании серийного производства таких двигателей. Одной из таких проблем, решению которой, применительно к двигателям с продолженным расширением, пока не уделено должного внимания, является анализ их виброакустической активности. Эта проблема особо актуальна, в частности, потому, что в соответствии с ГОСТ Р 41.51–2004 введены нормативы, ограничивающие предельно допустимый уровень излучаемого шума. Многими исследователями утверждается, что продолженное расширение наиболее просто может быть реализовано в 4-цилиндровых рядных двигателях, в которых отработавшие газы из 1-го и 4-го цилиндров (рабочих) в конце такта расширения направляются одновременно во 2-й и 3-й цилиндры (компрессорные), где это продолженное расширение и происходит (эти цилиндры практически работают по двухтактному циклу). Для осуществления такого рабочего процесса могут быть использованы серийные 4-цилиндровые 4-тактные рядные двигатели при их некоторой реконструкции; описаны также 3-цилиндровые рядные двигателя, средний цилиндр которых имеет больший по сравнению с 1-и и 3-м цилиндрами диаметр (рис. 1).

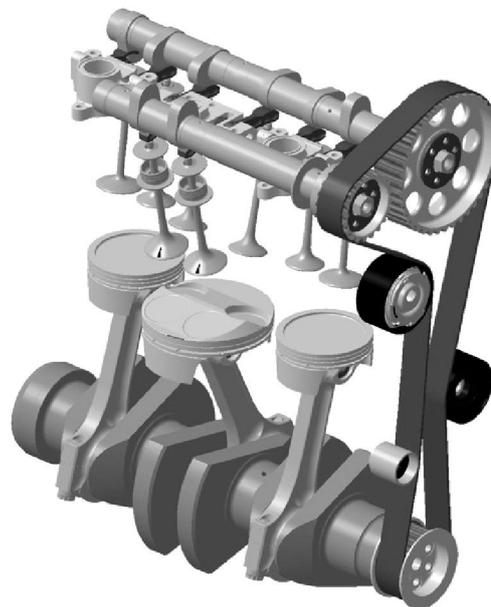


Рис. 1. КШМ двигателя с продолженным расширением рабочего тела

Оценка виброактивности двигателей с продолженным расширением представляется необходимой в связи со значительным изменением возмущающих сил, а также масс и размеров деталей цилиндро-поршневых групп разных цилиндров (в трехцилиндровом двигателе). Еще больше причин для анализа динамики существует применительно к двигателям с отличным от кривошипно-шатунного преобразующим механизмом. Представляет интерес возможность реализации продолженного расширения рабочего тела в форсированных двигателях.

### Численное моделирование

Авторами выполнена оценка виброактивности четырехцилиндрового двигателя 4ЧН10,5/12,7 в предположении, что в нем реализуются традиционный рабочий процесс и процесс с продолженным расширением. В последнем случае использовано известное соотношение давлений [3, 4] в рабочем и компрессорном цилиндрах (рис. 2).

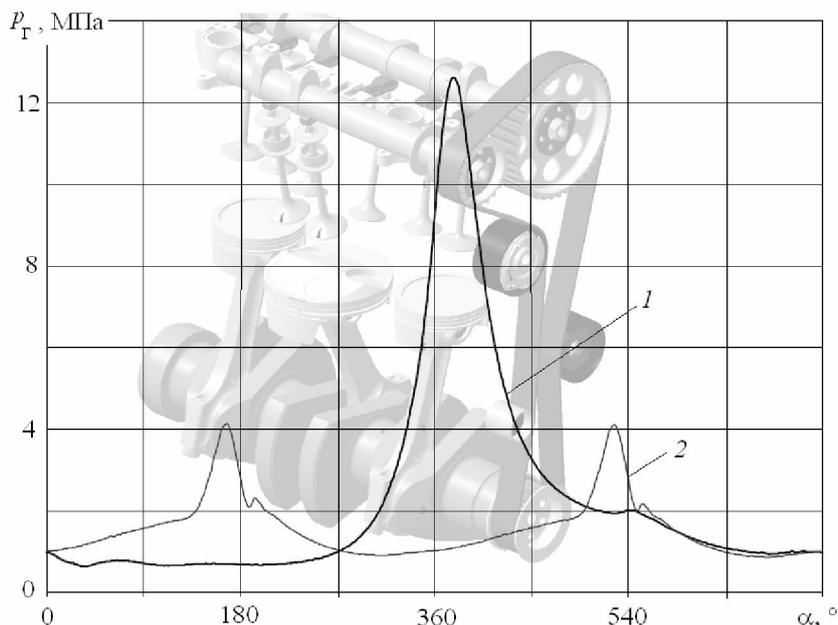


Рис. 2. Индикаторные диаграммы двигателя с продолженным расширением рабочего тела:  
1 – процесс в рабочих цилиндрах; 2 – процесс в компрессорных цилиндрах

В настоящее время достаточно хорошо освоена методика расчета параметров вибрации, предусматривающая использование приемов САД/САЕ-технологии. Первоначально в среде программных продуктов твердотельного моделирования выполнены трехмерные модели двигателей. Далее по методу конечных элементов (использовался явный решатель МКЭ) проводился расчет быстропеременного процесса, описываемого системой дифференциальных уравнений в матричной форме

$$[M]\{\ddot{x}\} + [D]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{P(t)\},$$

где  $[M]$ ,  $[D]$ ,  $[K]$  – матрицы масс, демпфирования и жесткости системы;  $\{\ddot{x}\}$ ,  $\{\dot{x}\}$ ,  $\{x\}$  векторы виброускорений, виброскоростей и виброперемещений узлов системы.

Расчет проводился с шагом по времени  $t$ , равным  $1 \cdot 10^{-7}$  с в течение 0,22 с (за это время в каждом цилиндре осуществляется по 4 рабочих цикла). Модель 4-цилиндрового двигателя (рис. 3) включала свыше 40 тыс. узлов, 90 тыс. шестигранных и пирамидальных конечных элементов, обладала более 700 тыс. степеней свободы (расчет одного варианта нагружения на компьютере с процессором Intel i3 с тактовой частотой 3 ГГц и оперативной памятью RAM 4 Гб продолжался в течение 18 час.).

В ходе расчета определялись зависимости от времени виброускорений, виброскоростей и виброперемещений узлов конечно-элементных моделей, в том числе, точек 1, 2, 3 и 4 (см. рис. 3), в которых двигатель установлен на податливые опоры. Далее найденные зависимости (рис. 4) подвергались спектральному анализу по методу быстрого преоб-

разования Фурье (рис. 5) с последующим определением средних квадратичных значений. В таблице 1 приведены значения отношений виброперемещений, виброскоростей и виброускорений опор двигателя с продолженным расширением к таким же характеристикам двигателя с традиционным рабочим процессом (последние приняты за единицу).

Таблица 1. Соотношения средних квадратичных значений вибрационных характеристик опор двигателей

Характеристика	Опора			
	1	2	3	4
перемещение	0,834	0,903	0,893	1,708
скорость	0,974	1,114	0,887	0,766
ускорение	0,388	0,196	0,745	0,744

Рассматривая двигатели с продолженным расширением рабочего тела следует учитывать, что, вследствие существенного отличия индикаторных диаграмм рабочих и компрессорных цилиндров (рис. 2) реализация продолженного расширения неизбежно будет приводить к уменьшению эффективной мощности двигателя: расчеты показали, что для двигателей типа 8ЧН 13/14 при его работе по внешней скоростной характеристике такое уменьшение мощности может достигать 25-35 %. Для восполнения потерянной мощности необходимо либо увеличить число цилиндров (что далеко не всегда приемлемо), либо увеличить степень наддува двигателя. В последнем случае изменяется возмущающая сила, и, как следствие, вибрация двигателя. Такие изменения требуют прове-

дения дополнительных исследований, которые и были выполнены на следующем этапе численного эксперимента.

Авторами с помощью неоднократно апробированной методики сопоставлено вибрационное состояние двигателя типа 4ЧН10,5/12,7, работающего по обычному рабочему процессу, реализующего продолженное расширение с соответствующей потерей мощности, и двигателя с продолженным расширением, форсированного наддувом до первоначальных значений мощности. Для всех вариантов расчета использована конечно-элементная модель (рис. 3), в которой учтены контактное взаимодействие звеньев и быстропеременный характер нагружения. В результате расчетов определены следующие параметры виброактивности: горизонтальное перемещение  $x_3$  точки 3 на боковой стенке картера в области средней коренной опоры, выбор этой точки обусловлен тем, что поперечные изгибные колебания стенки блока цилиндров являются одной из наиболее значимых причин излучаемого двигателем шума [5]; вертикальные перемещения  $y_1$  и  $y_2$  точек 1 и 2 на передней и задней опорах, а также эквивалентное напряжение  $\sigma_3$  в точке 3.

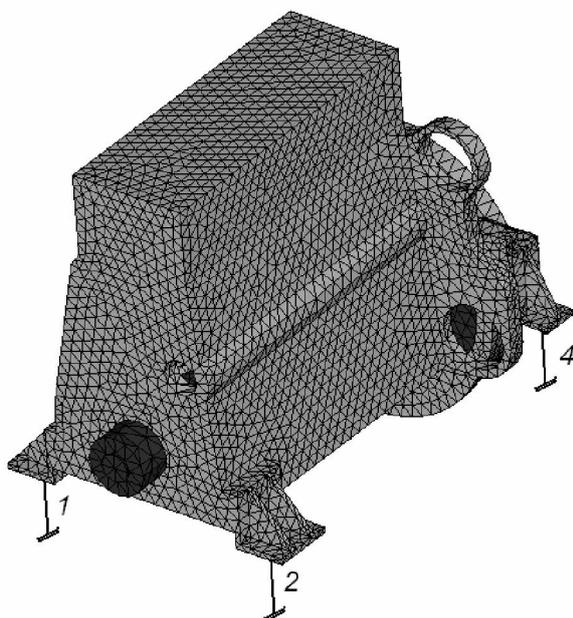


Рис. 3. Конечно-элементная модель 4-цилиндрового двигателя (1, 2, 4 – точки крепления двигателя к виброизолирующим опорам; опора 3 находится с левой стороны картера сцепления)

Указанные вибросигналы подвергались спектральному анализу, определялись также их средние квадратичные значения (СКЗ). В таблице 2 представлены значения относительных величин для двигателей с продолженным расширением и для

форсированного двигателя с продолженным расширением, отнесенные к аналогичным для двигателя, реализующего традиционный рабочий процесс (т.е., например,  $\bar{x}_3 = x_{3пр} / x_{3баз}$ , где  $x_{3пр}$ ,  $x_{3баз}$  - абсолютные значения СКЗ виброперемещений точки 3 для двигателя с продолженным расширением и базового варианта).

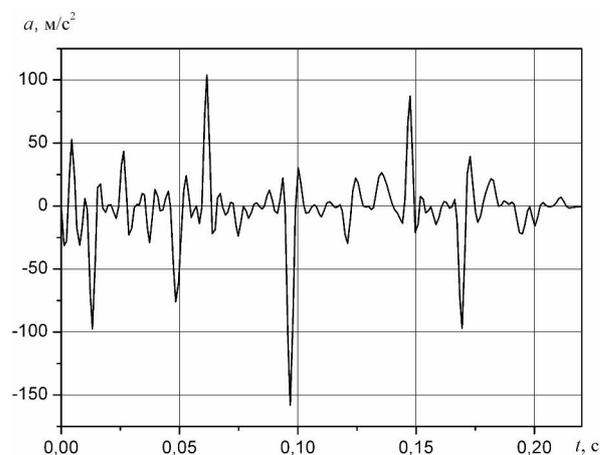


Рис. 4. Фрагмент расчетной виброграммы ускорений  $a$  опорной точки 1

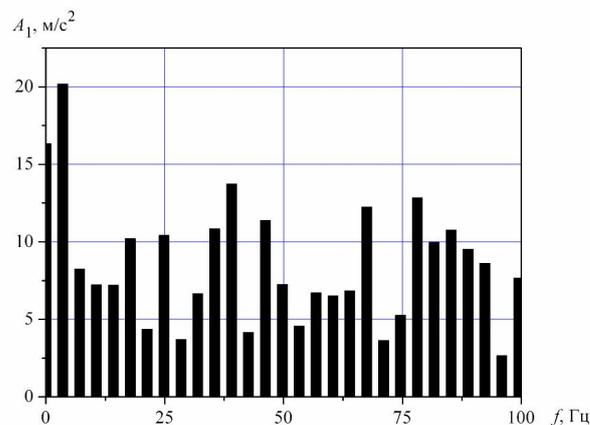


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика ускорений  $a$  опорной точки 1

Анализ спектров вибросигналов позволяет заметить некоторое возрастание отдельных составляющих для обоих вариантов двигателей с продолженным расширением (рис. 6), что может объясняться тем, что возмущения, обусловленные работой компрессорных и рабочих цилиндров, существенно различаются (см. рис. 2). Поэтому возмущающая сила, вызванная вспышкой топлива в 1-м цилиндре (особенно, ее высокочастотные составляющие), успевает затухнуть ко времени вспышки в 4-м цилиндре, отстающем по порядку работы на  $360^\circ$ .

Таблица 2. СКЗ параметров вибрации двигателей

Двигатель	$\bar{x}_3$	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{\sigma}_3$
С продолженным расширением	1,20 5	0,883	0,836	0,691
Форсированный с продолженным расширением	0,99 3	0,626	0,742	0,674

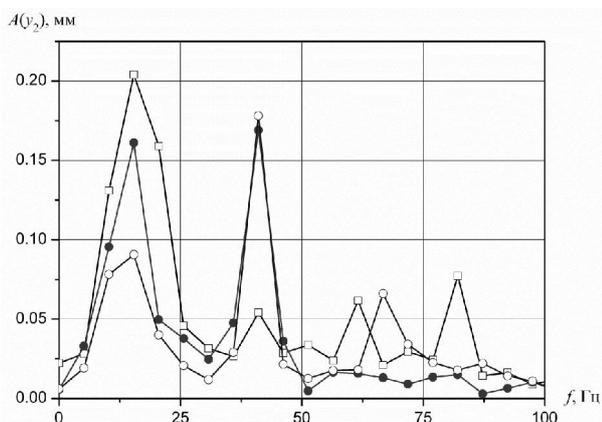


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика вертикальных перемещений задней опоры двигателя:

□ - базовый вариант; ● - продолженное расширение; ○ - форсированный с продолженным расширением

**Выводы**

1. Реализация продолженного расширения рабочего тела в 4-цилиндровом рядном двигателе с характеристиками рабочего цикла (частота вращения, максимальное давление сгорания, степень сжатия и пр.), идентичными характеристикам цикла двигателя традиционной конструкции, не приведет к ухудшению его вибродинамических характеристик; при этом двигатель с продолженным расширением неизбежно будет иметь меньшую мощность. Двигатель с продолженным расширением рабочего тела обладает также идентичными характеристиками по виброскорости и виброускорениям опор по сравнению с двигателями, имеющими сходные значения массово-инерционных параметров. Некоторое преимущество двигателей по виброускорениям позволяет предполагать их лучшие

показатели по вибропрочности.

2. Вибрационные характеристики двигателей с продолженным расширением не ухудшаются при их форсировании для обеспечения той же мощности, что и их базовые варианты: следует ожидать даже некоторого снижения шума, вызванного поперечными колебаниями боковых стенок блока; характеристики низкочастотных колебаний двигателя на подвеске становятся более благоприятными.

**Список литературы:**

1. Дьяченко, В.Г. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением [Текст] / В.Г. Дьяченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 25–29. 2. Яманин, А.И. Способы реализации продолженного расширения рабочего тела в поршневых двигателях. Особенности динамики [Текст] / А. И. Яманин, В. А. Жуков, Д. М. Смоляков // Вестник РГАТУ. – 2012. - № 1. – С. 37 – 41. 3. Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.jodocy-schmitz.com/patent/T%20Beschreibung%20&%20Studie.pdf> – 18.03.2014 г. 4. Five Stroke Internal Combustion Engine [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://ebookbrowse.com/ilmor-bericht-5-stroke-development-review-20080108-pdf-d382927837> – 26.04.2014 г. 5. Maehawa, K. Calculation of radiated noise from cylinder block using FEM-model [Текст] / К. Maehawa, S. Morito // Int. J. Veh. Design. – 1965. – 6. – 2. – P. 228-239.

**Bibliography (transliterated):**

1. D'yachenko V.G. Termodinamicheskie zikly dvigateley vnutrennego sgoraniya s prodolzhenym rasshireniem [Tekst] / V.G. D'yachenko / Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2005.–№ 1.– S. 25–29. Yamanin A.I. Sposoby realizatii prodolzhenogo rasshireniya rabocheho tela v porshnevnykh dvigateljah [Tekst] / A.I. Yamanin, V.A. Zhukov, D.M. Smoljakov // Vestnik RGATU – 2012.–№ 1.– S. 37–41.3. . Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines [Elektronnyj resurs] / Rezhim dostupa: <http://www.jodocy-schmitz.com/patent/T%20Beschreibung%20&%20Studie.pdf> – 18.03.2014. 4. Five Stroke Internal Combustion Engine [Elektronnyj resurs] / Rezhim dostupa: <http://ebookbrowse.com/ilmor-bericht-5-stroke-development-review-20080108-pdf-d382927837> – 26.04.2014. 5. Maehawa, K. Calculation of radiated noise from cylinder block using FEM-model [Текст] / К. Maehawa, S. Morito // Int. J. Veh. Design. – 1965. – 6. – 2. – P. 228-239

Поступила в редакцию 04.06.2014

**Яманин Александр Иванович** – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания ФГБОУ ВПО «Ярославский государственный технический университет», E-mail: yamaninai@yustu.ru

**Жуков Владимир Анатольевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры теории и конструкции судовых ДВС ФГБОУ ВПО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова», E-mail: gukovv@rambler.ru

## ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРОАКТИВНОСТІ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ІЗ ПРОДОВЖЕНИМ РОЗШИРЕННЯМ РОБОЧОГО ТІЛА

О. І. Яманин, В. А. Жуков

Обґрунтована необхідність оцінки віброактивності поршневих ДВС із продовженим розширенням робочого тіла, описана процедура розрахункової оцінки віброактивності. Методами чисельного моделювання визначені вібропереміщення, віброшвидкості та віброприскорення, побудовані амплітудно-частотні характеристики прискорень. Показано, що реалізація продовженого розширення робочого тіла в 4-циліндровому поршневому двигуні при ідентичних показниках робочого процесу не приводить до погіршення його вібродинамічних характеристик і не перешкоджає форсуванню двигуна.

## NUMERICAL SIMULATION OF VIBRO-ACTIVITY OF THE PISTON ENGINES WITH PROLONGED EXPANSION OF WORKING MEDIUM

A. I. Yamanin, V. A. Zhukov

The necessity appraisal of vibration of piston internal combustion engine with prolonged expansion of working medium is grounded, procedure of numerical simulation is described. Transference, speed and acceleration of vibration were determined by methods of simulation. Amplitude-frequency characteristics for acceleration of vibration were received. It is given, that vibration of four-cylinder piston engine with prolonged expansion of working medium isn't greater than in four-cylinder engine without prolonged expansion and isn't prevent from rise of engine's power.

УДК 629.036.2

А. Ф. Головчук, Ю. І. Габрієль

## УНІВЕРСАЛЬНИЙ ЕЛЕКТРОННИЙ РЕГУЛЯТОР ДЛЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

*Проведено безмоторні дослідження електронного регулятора тракторного дизеля. Розроблено функціональну схему електронно-керованої паливоподачі дизельних двигунів, які встановлюються на більшості тракторів виробництва країн СНД, без суттєвої зміни їх конструкції. Визначено перелік необхідних давачів та виконавчих механізмів, що в сукупності дозволяють добитися успішного функціонування запропонованої електронної системи паливоподачі та підвищити техніко-економічні показники дизелів та газодизелів. Завдяки повністю електронному управлінню існує можливість взаємодії даної системи з додатковим обладнанням транспортного засобу (бортовий комп'ютер, трансмісія тощо), запобігати різного роду перевантаженням, можливість дистанційного керування частотою обертання двигуна та моніторингу поточних параметрів роботи двигуна.*

**Актуальність теми дослідження.** У тракторних дизелях виробництва країн СНД досить широко популярністю користується звичайна (класична) система паливоподачі із всережимним регулятором. Така система виправдовує себе низькою вартістю, надійністю та ремонтпридатністю. Серійні дизелі, які обладнані класичною системою паливоподачі мають ряд недоліків: невідповідність екологічним нормам, підвищена димність відпрацьованих газів, робота лише на всережимному регулюванні, низька паливна економічність, відсутність корекції паливоподачі по температурі двигуна та доквілля, димності відпрацьованих газів та якості пального, густині та температурі вхідного повітря та ін. Всі ці вимоги виконують електронні системи регулювання паливоподачі. Проте вартість таких систем є надзвичайно високою та чутливою до якості пального, а ремонт потребує наявності дорогого та складного обладнання і, відповідно, висококваліфікованого обслуговуючого персоналу. Тому існує проблема розробки електронного регу-

лятора, дизеля на базі конструкції стандартного паливного насосу.

**Аналіз попередніх досліджень.** Досить багато публікацій присвячено електронним регуляторам, які в якості виконавчого механізму використовують пропорційні електромагніти, сервоприводи із електродвигунами, а публікації, що стосуються використання крокового двигуна (КД) в якості виконавчого елемента без механічного регулятора авторам статті не зустрічались.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Метою роботи є розробка конструкції електронного регулятора паливного насосу високого тиску (ПНВТ) УТН-5[1]. Як виконавчий механізм для приводу паливоподаючої рейки використано кроковий двигун. Таке впровадження у конструкцію дозволяє відмовитись від присутності давача положення рейки, але потребує наявності системи зворотнього зв'язку та аварійного захисту в разі пропуску кроків виконавчого механізму. Для зворотнього зв'язку використовується широкосмуго-