

Гуренко Борис Викторович

E-mail: boris.gurenko@gmail.com.

Кафедра электротехники и мехатроники; аспирант.

Fedorenko Roman Victorovich

Taganrog Institute of Technology – Federal State-Owned Autonomy Educational Establishment of Higher Vocational Education “Southern Federal University”.

E-mail: frontwise@gmail.com.

44, Nekrasovskiy, Taganrog, 347928, Russia.

Phone: +78634371694.

The Department of Electrical Engineering and Mechatronics; Postgraduate Student.

Gurenko Boris Victorovich

E-mail: boris.gurenko@gmail.com.

The Department of Electrical Engineering and Mechatronics; Postgraduate Student.

УДК 534.6:629.113

С.С. Камышов

ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ, ИЗЛУЧАЕМЫХ АВТОМОБИЛЬНЫМ ТРАНСПОРТОМ

Изложен новый метод диагностики автомобилей. Приведены примеры использования метода применительно к различным узлам и системам с целью определения их неисправностей. С помощью методики удается выявить неисправность узлов и агрегатов автомобиля, степень износа деталей, а также спрогнозировать наработку на отказ, не прибегая к разборке агрегата, что снижает ресурсозатратность диагностики и повышает экологичность автомобиля.

Вибродиагностика; обработка вибросигнала; диагностика автомобиля; вейвлет-преобразование; преобразование Фурье.

S.S. Kamyshov

RESEARCH OF ACOUSTIC SIGNALS EMITTED BY MOTOR TRANSPORT

Article is devoted a substantiation and presentation of a new method of diagnostics of cars. Examples of usage of a method with reference to various nodes and systems for the purpose of determination of their malfunctions are presented. By means of a technique it is possible to reveal malfunction of nodes and car aggregates, a level of deterioration of details and as to predict a time between failures without resorting to aggregate disassembling that reduces waste of time of diagnostics and raises ecological compatibility of the car.

Vibration diagnostics; treatment vibrate; car diagnostics; the wavelet transform; Fourier transform.

Введение. Экологические требования к современному автомобилю являются в настоящее время приоритетными. Экологическая безопасность – это свойство автомобиля снижать негативные последствия влияния эксплуатации автомобиля на участников движения и окружающую среду. Она направлена на снижение токсичности отработанных газов, уменьшение шума, снижение радиопомех при движении автомобиля [1].

Как известно, экологичность автомобиля непосредственно зависит от своевременного обслуживания его узлов и агрегатов. Чем изношенней механизмы, тем более токсичен автомобиль.

Одним из универсальных средств диагностики является мотортестер. Это прибор, который позволяет обнаружить неисправности двигателя и других систем автомобиля. Однако в последнее время из-за компоновочных сложностей применение мотортестера для выявления механических неисправностей ДВС сопряжено с некоторыми сложностями, а иногда и невозможно по причине отсутствия возможности установки дополнительных датчиков или внесения недопустимых изменений в систему управления двигателем вследствие их интеграции на работающем автомобиле. В настоящее время все большее распространение получает направление безразборной диагностики двигателей. Одним из методов такой диагностики является виброакустический мониторинг, который можно использовать для любых механизмов. Он берет свое начало от метода экспертных оценок, заключающемся в определении неисправностей по звуку работы механизма. Из практики хорошо известно, что субъективное прослушивание машины дает опытному механику важную и достоверную информацию о ее техническом состоянии, иногда даже с классификацией дефектов, но, во-первых, метод экспертных оценок весьма субъективен, а во-вторых, требует присутствие специалиста с огромным опытом эксплуатации определенного типа машин. В массовом производстве, при обслуживании большого числа машин, имеется явный дефицит механиков с изложенными выше качествами, поэтому стоит задача формализации процесса распознавания дефекта по виброакустическому сигналу, сравнимая по сложности с проблемой распознавания речи. Таким образом, вибродиагностика представляет собой отрасль экспертных систем, предназначенных для распознавания образов, которые формируются на основе вибрационного сигнала [3].

Метод решения поставленной задачи. Традиционно наиболее просто определяются дефекты тел вращения. Например, используя калькулятор для расчета частоты, излучаемой подшипником и решив обратную задачу, можно определить его размеры, которые соответствуют параметрам зафиксированного сигнала. А воспользовавшись технической документацией на диагностируемый двигатель, определить дефектный узел [3].

Все гармонические составляющие вибрации, причиной которых являются подшипники качения, имеют частоты, связанные с частотой вращения внутреннего кольца (ротора) $F_{вр}$ и частотой вращения сепаратора F_c подшипника:

$$F_c = \frac{F_{вр}}{2} \left(1 - \frac{d_{тк}}{D_o} \cos \beta\right), \quad (1)$$

где $F_{вр} = n/60$, Гц – частота вращения ротора; n – скорость вращения ротора, об/мин; $d_{тк}(d_{ш})$ – диаметр тел качения, мм; D_o – диаметр сепаратора подшипника, т.е. диаметр окружности, проходящей через центры тел качения $D_o = (d+D)/2$, где: d и D – диаметры внутреннего и внешнего колец подшипника, соответственно; β – угол контакта тел и дорожек качения, град.

Частота контакта точки тела качения с кольцами, Гц:

- ◆ наружным

$$F_{нк} = F_c(D_o/d_{тк} + \cos \beta), \quad (2)$$

- ◆ внутренним

$$F_{вк} = F_c(D_o/d_{тк} - \cos \beta), \quad (3)$$

- ◆ с наружным и внутренним

$$F_{тк} = 2F_c * D_o/d_{тк}. \quad (4)$$

Частота перекачивания тел качения по наружному кольцу (частота изменения жесткости подшипника), Гц:

$$F_n = F_c * Z. \quad (5)$$

где Z – число тел качения.

Частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу подшипника, Гц:

$$F_{\phi} = (F_{\text{вр}} - F_c) * Z. \quad (6)$$

Как видно из формул (1)–(6), исходной базисной характеристикой для расчета информативных частот вибраций подшипников является частота вращения сепаратора F_c или частота вращения ротора $F_{\text{вр}}$. Для всех типов подшипников качения соотношения геометрических параметров лежат в довольно узких пределах. Так, например, отношение $d_{\text{тк}}/D_0$ находится в пределах 0,17...0,25, а число тел качения обычно $Z=6...14$, редко до 22...24. Поэтому значение F_c с достаточной для практики точностью можно рассчитать по упрощенной формуле

$$F_c = (0,39 \dots 0,42)F_{\text{вр}} \sim 0,4F_{\text{вр}}. \quad (7)$$

Отсюда границы соотношений между информативными частотами и F_c можно представить в виде коэффициентов:

$$\begin{aligned} K_{\text{вр}} &= F_{\text{вр}}/F_c = 2,38 - 2,63; & K_n &= F_n/F_c = 6 - 14; \\ K_{\phi} &= F_{\phi}/F_c = 9,31 - 22,4; & K_{\text{тк}} &= F_{\text{тк}}/F_c = 8 - 11,9; \\ K_{\text{нк}} &= F_{\text{нк}}/F_c = 5 - 6,9; & K_{\text{вк}} &= F_{\text{вк}}/F_c = 3 - 4,9. \end{aligned} \quad (8)$$

Области изменений значений коэффициентов, за исключением K_n , $K_{\text{в}}$ и $K_{\text{тк}}$, не перекрывают друг друга, что позволяет сразу же определить принадлежность различных частот (полос частот) спектрограммы к интервалам изменения области существования соответствующих информативных частот. Для идентификации K_n , $K_{\text{в}}$ и $K_{\text{тк}}$ целесообразно использовать устойчивую область изменения значений соотношения:

$$K_{\phi}/K_n = 1,3 \dots 1,6. \quad (9)$$

Порядок решения задачи выделения информативных частот в исследуемой спектрограмме при вибродиагностировании подшипниковых узлов приведен в примере 1.

Более сложными для вибродиагностики являются системы, содержащие не только подшипники качения, но и механизмы, работа которых основана на возвратно-поступательном движении. Такой системой в автомобиле является двигатель внутреннего сгорания (ДВС).

Работа двигателей внутреннего сгорания характерна тем, что рабочие процессы в различных секциях происходят в разные моменты времени, поэтому для выделения колебательного процесса, связанного с работой отдельно взятой секции или отдельного элемента одной секции, применяют временную селекцию (стробирование). Характер возбуждения колебательных процессов в ДВС своеобразен. Отличительной особенностью его является импульсный характер возбуждения, вызванный большой скоростью нарастания давления в камере сгорания, ударами при перекадке поршней, процессами впрыска топлива и выхлопа отработавших газов.

При изменении параметров состояния ДВС, например момента впрыска топлива, нарушения в работе газораспределительного механизма, износа поршневых колец, увеличении зазора между поршнем и втулкой, связанные с работой этих устройств, импульсы смещаются по фазе, изменяются их амплитуды и длительность, появляются новые импульсы. Для временного выделения соответствующих импульсов методом стробирования наиболее благоприятным режимом является работа двигателя с низкой, но достаточно устойчивой частотой вращения коленчатого вала. [5, 6]

Таким образом, для точной идентификации неисправности нельзя считать достаточным определение частот основных гармоник излучаемого сигнала. Необходимым и достаточным условием точности вибродиагностики ДВС является ве-

дение в систему расчетов дополнительной временной области, которая служит индикатором работы элементов ДВС.

В практических условиях активной работы с измеряемыми колебательными процессами технического объекта процедуре формирования диагностических признаков предшествует предварительная обработка виброакустического сигнала.

Фильтрация виброакустического сигнала $x(t)$ выполняется для выделения информативной компоненты $y(t)$ с помощью электрических линейных устройств или соответствующих математических операций на ЭВМ. Если $x(t)$ в частотной области, то

$$G_y(\omega) = |H_\phi(j\omega)|^2 G_x(\omega),$$

где $H_\phi(j\omega)$ – передаточная функция фильтра; $G_x(\omega)$, $G_y(\omega)$ – энергетические спектры сигналов $x(t)$ и $y(t)$ на входе и выходе фильтра [6].

Также, необходимо нормировать виброакустический сигнал по мощности [7], для чего исходный сигнал $x(t)$ пропускается через фильтр с полосой пропускания (ω_1, ω_2) и усилитель с коэффициентом усиления $1/\sigma_y(\omega_1, \omega_2)$, где $\sigma_y(\omega_1, \omega_2)$ среднеквадратичное значение выделенной фильтром компоненты сигнала $y(t)$, определяемое соотношением:

$$\sigma_y^2(\omega_1, \omega_2) = \frac{1}{2\pi} \int_{\omega_1}^{\omega_2} G_y(\omega) d\omega.$$

Наиболее целесообразным считается стробирование виброакустического сигнала, для выделения периодического процесса, жестко связанного с определенной фазой кинетического цикла механизма [5,7,8]. Необходимый сигнал можно выделить при использовании процедуры временной селекции сигнала $x(t)$ в соответствии с формулой

$$y(t) = \sum_{k=0}^n x(t) g(t - kt - \tau),$$

где

$$g(t) = \begin{cases} 1 & \text{для } kT + \tau + t' \leq t \leq kT + \tau + t'' \\ 0 & \text{для других } t \end{cases}.$$

T – период следования ударных импульсов процесса $x(t)$; $\Delta t = t'' - t'$ – ширина стробирующего импульса; τ – время запаздывания стробирующего импульса $g(t)$ относительно синхроимпульса с датчика одной из вращающихся деталей механизма [6].

Пример 2 демонстрирует применимость исследования к практической диагностике механизмов и агрегатов ДВС

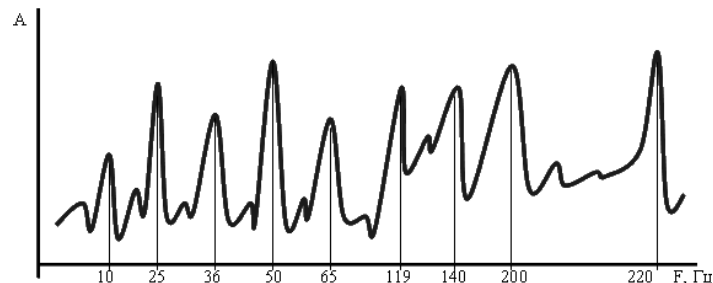


Рис. 1. Спектрограмма прямого спектра низкочастотной вибрации подшипника

Пример 1. Порядок решения задачи выделения информативных частот в исследуемой спектрограмме при вибродиагностировании подшипниковых узлов.

При частоте вращения ротора $F_{вр}=25$ Гц ($n=1500$ об/мин) снята спектрограмма прямого спектра низкочастотной вибрации подшипника качения.

1. Определение частот дискретных составляющих вибрации: 10; 25; 36; 50; 65; 119; 140; 200; 220 Гц.

2. Расчет частоты вращения сепаратора подшипника и уточнение ее значения по спектрограмме:

$$F_c = (0,39 - 0,42)F_{вр} = 9,75 - 10,5; \text{ по спектрограмме } F_c = 10 \text{ Гц.}$$

3. Расчет коэффициентов выделенных частот дискретных составляющих вибрации с помощью зависимостей (8):

$$1; 2,5; 3,6; 5; 6,5; 11,9; 14; 20; 22.$$

4. Сравнение полученных коэффициентов с интервалами их значений, соответствующими областям существования информативных частот, удобно вести в форме таблицы.

Таблица 1

Сравнение полученных коэффициентов с интервалами их значений

K_i	Область существования	Информативная частота
1	1	F_c
2,5	2,38–2,63	$F_{вр}$
3,6	3–4,9	$F_{вк}$
5,0	–	$2F_{вр}$
6,5	5–6,9	$F_{нк}$
11,9	7–22,4	$F_n, F_B, F_{нк}$
14,0	9,31–22,4	F_n, F_B
20,0	9,31–22,4	F_B
22,0	9,31–22,4	F_B

5. Дополнительная идентификация коэффициентов 11,9 и 14 с помощью отношения (9):

$$22 : 11,9 = 1,85 > 1,6; 20 : 11,9 = 1,68 > 1,6, \text{ следовательно, } F_{тк} = 119 \text{ Гц.}$$

$$22 : 14 = 1,57, 1,3 < 1,57 < 1,6;$$

$$20 : 14 = 1,43, 1,3 < 1,43 < 1,6, \text{ следовательно, } F_n = 140 \text{ Гц.}$$

Использование интервалов значений, полученных коэффициентов для известных типоразмеров подшипников, применяемых на данном оборудовании, и определение соответствующих им областей существования информативных частот позволяет разработать достаточно простые автоматические вибродиагностические устройства [4].

Пример 2. Наглядно демонстрирует выявление неисправности гидрокompенсаторов на автомобиле ВАЗ 2110.

Из сопоставления графиков на рис. 2 видно, что всплеск акустического сигнала появляется в момент открытия клапанов, когда давление в КЗ минимально и в то же время он совпадает по фазе с работой клапана, поэтому в данной ситуации можно констатировать неисправность гидрокompенсаторов.

Проанализировать сигнал можно при помощи разложения в ряд Фурье и вейвлет-преобразования выделенного участка, на котором проявляется всплеск.

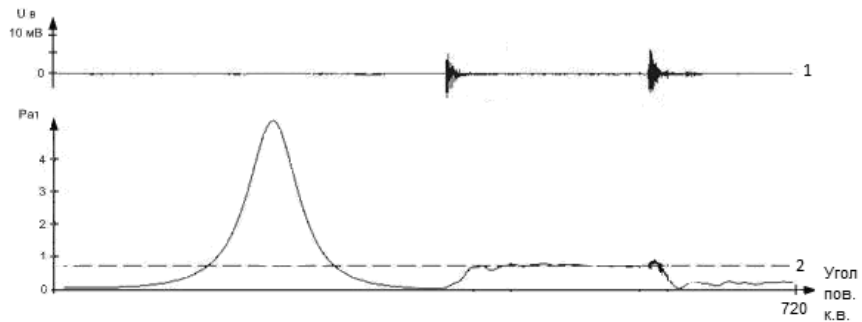


Рис. 2. Графики сигнала датчика давления – 2 и вибродатчика – 1

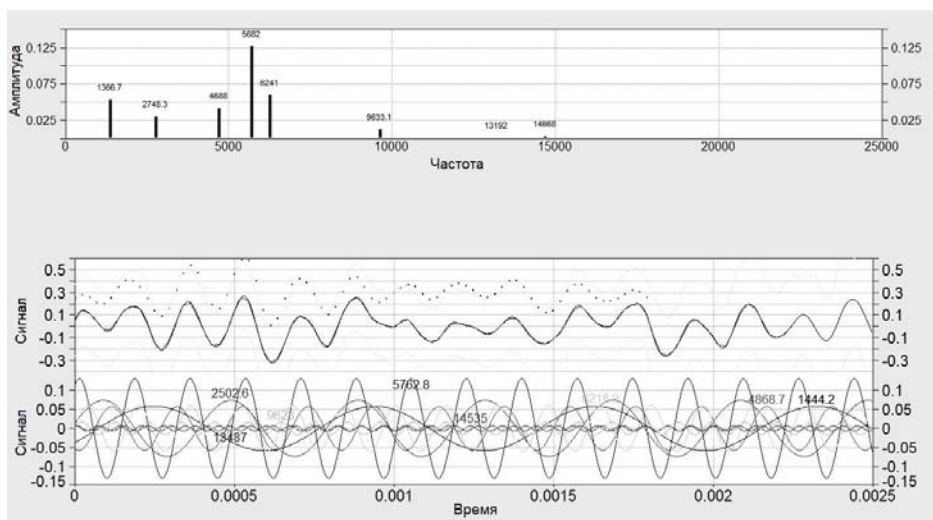


Рис. 3. Результат разложения в ряд Фурье

Можно отметить, что гармоника с максимальной амплитудой имеет частоту 5682 Гц, что соответствует частоте стука клапанов. Более информативным в данном случае будет применение вейвлет-преобразования, показанное на рис. 4.

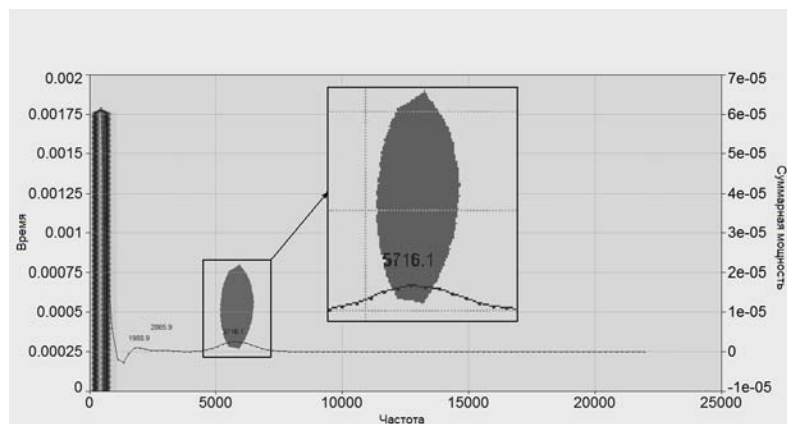


Рис. 4. Результат вейвлет-преобразования

Используя этот метод, выделяется аналогичный всплеск той же частоты, что и при разложении в ряд Фурье.

Таким образом, удастся выявить неисправность гидрокомпенсаторов, не прибегая к разборке двигателя.

Аналогичным образом определяются неисправности сопряжения кривошипно-шатунного механизма и других механизмов, имеющих поступательно-вращающийся характер движения. Краткое описание приводится в табл. 2.

Таблица 2

Характерные частоты и время проявления дефекта

№ п/п	Наименование неисправности	Характерная частота	Время проявления
1	Неисправность гидрокомпенсаторов	5,5кГц	Область перекрытия фаз клапанов (360°)
2	Нарушение сопряжения поршень – цилиндр	1,5кГц	Область верхней мертвой точки (0°)

Заключение. Представленное исследование является перспективным и позволяет перейти к созданию методики универсальной вибродиагностики автотранспорта, с последующей реализацией автоматизированной системы, способной проводить высокоточную диагностику узлов и агрегатов автомобиля с возможностью прогнозирования отказов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобиль и экология. [Электронный ресурс]. URL: <http://avtonov.svoi.info/euro.php> (дата обращения 15.10.2010).
2. Блейхут Р. Быстрые алгоритмы цифровой обработки сигналов. — М.: Мир, 1989. — 448 с.
3. Береснев А.Л. Виброакустический метод диагностики двигателя внутреннего сгорания / А.Л. Береснев, М.А. Береснев // Мехатроника, автоматизация, управление. — 2010. — № 6. — С. 27-32.
4. Абдулаев А.А. Автоматизация вибродиагностирования подшипниковых узлов // Севастопольский национальный технический университет. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.vibration.ru/avd-avpu/avd-avpu.shtml> (дата обращения 10.02.2010).
5. Ждановский Н.С., Аллилуев В.А., Николаенко А.В., Улитовский Б.А. Диагностика автотракторных двигателей. — Л.: Колос, 1977. — 264 с.
6. Алесенко В.В., Больших А.С., Генкин М.Д. Вибрация в технике. В 6-ти томах. Т. 5. Измерения и испытания. — М.: Машиностроение, 1981. — 397 с.
7. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов. — М.: Машиностроение, 1971. — 223 с.
8. Мирошников Л.В., Болдик А.П., Пал В.И. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотракторных предприятиях. — М.: Наука, 1968. — 228 с.

Статью рекомендовал к опубликованию д.т.н., профессор Р.А. Нейдорф.

Камышов Сергей Сергеевич

Технологический институт федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Южный федеральный университет» в г. Таганроге.

E-mail: kamsergej@yandex.ru.

347928, г. Таганрог, пер. Некрасовский, 44.

Тел.: 88634371694.

Кафедра электротехники и мехатроники; магистрант.

Kamyshov Sergei Sergeevich

Taganrog Institute of Technology – Federal State-Owned Autonomy Educational Establishment of Higher Vocational Education “Southern Federal University”.

E-mail: kamsergej@yandex.ru.

44, Nekrasovskiy, Taganrog, 347928, Russia.

Phone: +78634371694.

The Department of Electrical Engineering and Mechatronics; Master.

УДК 621.43: 629.113

Р.А. Тихонов

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ В ГАЗОВЫХ ТРАКТАХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Рассматриваются различные виды впускных трактов. Производится анализ их преимуществ и недостатков. Описаны принципы конструирования впускных коллекторов. Произведено моделирование стандартного впускного тракта двигателя внутреннего сгорания. Предлагается разработанный автором впускной тракт оригинальной формы. Создана реальная модель экспериментального впускного тракта. Приведены результаты экспериментов с различными впускными трактами. По результатам проведенных экспериментов доказана достоверность данных полученных с помощью компьютерного моделирования.

Газодинамические характеристики газовых трактов; оптимизация газовых трактов.

R.A. Tikhonov

INVESTIGATION AND OPTIMIZATION OF AIR VELOCITY AT THE GAS PATH COMBUSTION ENGINES

The article discusses the various types of inlet tracts. The analysis of their advantages and disadvantages. The principles of design of intake manifolds. Produced by simulation of standard intake tract internal combustion engine. Developed by the author is invited to the intake tract of the original form. Created a real model of the experimental intake tract. The results of experiments with different intake tract. The results of the experiments proved the reliability of data obtained through computer simulation.

Gas-dynamic characteristics of gas paths; the optimization of gas tracts.

Введение. Изучение газодинамических характеристик и оптимизация газовых трактов является важным фактором в правильной настройке и создании топливовоздушной смеси двигателя внутреннего сгорания.

Основные требования, предъявляемые к впускному тракту, заключаются в обеспечении минимального сопротивления на впуске и равномерном распределении горючей смеси по цилиндрам двигателя.

Правильно сконструированный впускной коллектор позволяет значительно повысить мощность двигателя. Мощность двигателя напрямую связана с рабочим объемом цилиндров и количеством подаваемой в них топливо-воздушной смеси. То есть чем больше в цилиндрах сгорает топлива, тем более высокую мощность развивает силовой агрегат. Повысить мощность двигателя можно путем увеличения его рабочего объема, но это приводит к увеличению габаритов и массы конструкции, при этом возникают серьезные проблемы, связанные с ростом сил инерции и резким увеличением механических нагрузок на детали силового агрегата, что приведет к снижению ресурса двигателя. Наиболее эффективным способом в этой ситуации является наддув. При наддуве улучшается наполнение цилиндров