

ОСОБЕННОСТИ СИГНАЛА СКОРОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ВНУТРИЦИЛИНДРОВОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

А.Ю. Коньков¹, И.Д. Конькова², К.К. Демаков³

¹ – д.т.н., доц., проф. каф. «Транспорт железных дорог» ДВГУПС; ² – к.т.н., доц. каф. «Транспорт железных дорог» ДВГУПС; ³ – аспирант каф. «Транспортно-технологические комплексы» ДВГУПС

Аннотация. В работе представлен результат обобщения исследований, выполненных авторами на протяжении нескольких последних лет, в направлении разработки новых, простых и эффективных методов диагностирования дизеля на основе сигнала первой производной внутрицилиндрового давления. Источником сигнала является пьезоэлектрический датчик давления, широко распространенный при индицировании ДВС. Все рассмотренные в работе методы являются сигнал-ориентированными методами диагностики, что наряду с простой схемотехнических решений обеспечивает и простоту извлечения диагностической информации.

Ключевые слова: дизель, скорость изменения давления, герметичность цилиндра, вибрация, подача топлива, индикаторная диаграмма, пьезоэлектрический датчик.

Введение

Внутрицилиндровое давление, измеренное синхронно с перемещением поршня, является одним из наиболее информативных диагностических сигналов, содержащим исчерпывающие данные о протекании рабочего процесса поршневого двигателя. Обычно эту информацию представляют в виде индикаторной диаграммы, для диагностического анализа которой в настоящее время разработаны различные подходы. Некоторые из них рассмотрены в монографии [1]. Подавляющее большинство тепловозных дизелей имеет индикаторные краны в каждом цилиндре, что существенно упрощает процедуру измерения давления в условиях эксплуатации. Однако, на пути получения достоверной диагностической информации, основанной на традиционном “классическом” анализе индикаторной диаграммы, существует несколько серьезных препятствий. Во-первых, связь измерительной мембраны датчика давления с камерой сгорания осуществляется через достаточно длинный

измерительный канал (индикаторный канал), в котором возникают свои газодинамические процессы, заметно искажающие сигнал давления. По этой причине, классические методики расчета таких параметров, как среднее индикаторное давление, индикаторная мощность и т. п., приводят, зачастую, к нелепым результатам, несогласующимся с надежно определенными эффективными показателями дизеля. Во-вторых, высокие температура контролируемой среды и значительная динамическая нагрузка на датчик давления, существенно ограничивают выбор типа датчика давления. Судя по каталогам признанных лидеров в производстве аппаратуры для контроля процессов в двигателях внутреннего сгорания – компаний AVL [2] и Kistler [3], наиболее надежным типом датчика давления, широко применяемым в системах диагностики и мониторинга двигателей различного назначения, является пьезоэлектрический датчик давления. При этом схемотехника интегрирующих усилителей, разработанных для пьезодатчиков давления, предъявляет чрезвычайно высокие требования к элементной базе. Неидеальность реальных операционных усилителей приводит к тому, что при изготовлении усилителей заряда разработчики вынуждены решать компромиссную задачу между точностью интегрирования и недопущением перехода усилителя в режим насыщения из-за нескомпенсированных токов утечек во внутренних цепях микросхем. Это, в свою очередь, приводит к росту стоимости измерительного оборудования, особенно для методов, ориентированных на одновременное измерение давления во всех цилиндрах двигателя.

На фоне обозначенных проблем привлекательно выглядит сигнал скорости изменения давления, отличающийся от сигнала давления как простотой аналоговой схемотехники преобразователя, так и рядом ценных диагностических свойств, позволяющими разработать сигнал-ориентированные методы диагностирования некоторых неисправностей и разрегулировок дизеля.

Целью настоящей работы является обобщение выполненных на протяжении нескольких предшествующих лет на кафедре “Транспорт железных дорог” ДВГУПС исследований в направлении поиска простых и надежных методов диагностирования дизеля с использованием сигнала скорости изменения давления.

Измерение скорости изменения внутрицилиндрового давления

Хорошо известно, что принцип работы пьезоэлектрического датчика основан на зависимости электрического заряда q , возникающего на гранях пьезокристаллов, от приложенной к кристаллу силе или давлению. Каким бы высоким не было входное сопротивление измерителя, оно не бесконечно и, поэтому, во входных цепях измерителя возникает ток i , приводящий к

“стеканию” заряда: $i = -\frac{dq}{t}$. По этой причине с помощью пьезодатчика невозможно измерить постоянное давление. В реальных приложениях базируются на том, что ток в цепи пьезодатчика пропорционален первой производной давления по времени или, что то же самое – скорости изменения давления. Поэтому, для получения на выходе преобразователя напряжения, пропорционального величине переменного давления, приходится применять схемы, использующие интегрирующее включение операционных усилителей, называемые в данном случае усилителями заряда. Возникающие при этом проблемы уже были кратко охарактеризованы выше.

Если же целью становится получение напряжения, пропорционального скорости изменения давления, то задача существенно упрощается за счет использования схемы преобразователя “ток–напряжение”. Удачный, на наш взгляд, вариант реализации такого преобразователя предложен в работах [4, 5], опубликованных, практически одновременно (рис. 1).

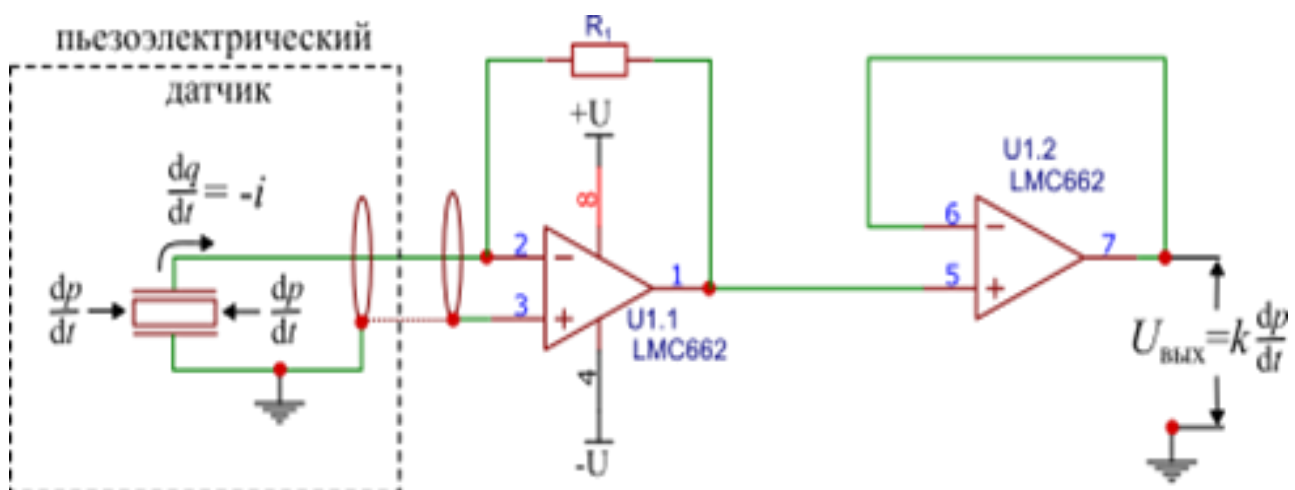


Рис. 1. Схема преобразователя “ток–напряжение” [4]

Замечательным свойством представленного преобразователя является линейная связь выходного напряжения с первой производной давления $U_{\text{вых}} = k \frac{dp}{dt}$. Отсутствие свободного члена в этом уравнении (смещения линии относительно нуля) позволило нам в большинстве рассмотренных ниже примерах использовать сигнал в исходном виде, то есть в величинах напряжения или соответствующих ему кодах аналого-цифрового преобразования без пересчета в физическую величину скорости изменения давления. При этом схемотехника преобразователя, как видно из рисунка, предельно проста. Выбор микросхемы LMC662 обусловлен тем, что этот операционный усилитель обладает ультранизким низким током сдвига (1 фА) и малыми токами смещения по входам (1 пА).

Оценка герметичности цилиндра в насосном режиме

Наиболее простым и широко распространенным методом оценки неплотности надпоршневого пространства является определение давления в конце сжатия (часто называемого компрессией) с помощью специальных приборов – максиметров (компрессометров). При отключенной подаче топлива определение максимального давления является весьма простой задачей. Аналогичный подход может быть использован и при анализе скорости изменения давления (рис. 2).

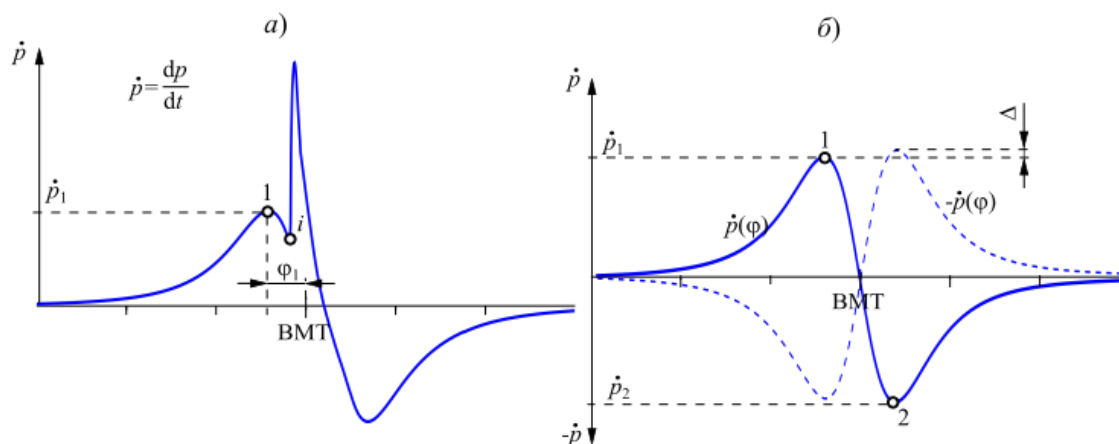


Рис. 2. Форма сигнала скорости изменения давления вблизи ВМТ при сгорании (а) и без сгорания (б)

При отключенной подаче топлива максимум на кривой скорости изменения давления (рис. 2б) имеет место за несколько градусов до ВМТ (φ_1 на рис. 2а; конкретное значение зависит главным образом от геометрических характеристик кривошипно-шатунного механизма). Тот факт, что значение этого максимума связано с утечками воздуха из цилиндра, был известен достаточно давно. Так авторы монографии [6] отмечают, что если отношение давлений в конце сжатия у нового и предельно изношенного комплекта цилиндро-поршневого группы (ЦПГ) двигателя Д-50 в режиме прокручивания ($200 — 400 \text{ мин}^{-1}$) составляет $1,2 — 1,3$, то отношение максимумов сигнала скорости изменения давления этих же ЦПГ будет составлять $1,6 — 1,7$. Впрочем здесь же авторы указывают, что “попытки определения технического состояния ЦПГ по этому показателю не дают удовлетворительных результатов”, что объясняется “большим количеством побочных факторов”, оказывающих влияние на результаты измерений. Указанная проблема имеет достаточно простое решение, если наряду со значением максимума скорости давления на участке сжатия (точка 1 на рис. 2б) одновременно рассматривать значение минимума скорости давления на участке расширения (точка 2 на рис. 2б). Влияние всех побочных факторов (частоты вращения коленчатого вала, точности тарировки датчика и

др.) будет в этом случае одинаковым. Интервалу времени между точкой 1 и точкой 2 соответствуют самые высокие давления в цилиндре (конец сжатия – начало расширения), а следовательно, и самые большие утечки рабочего тела в цикле. Меньше количество газа в точке 2 по сравнению с таковым в точке 1, приводит к тому, что абсолютное значение скорости в точке 2 оказывается больше, чем в точке 1. И эта разница будет тем больше, чем больше утечки рабочего тела в этот интервал цикла. Основываясь на этом наблюдении был предложен безразмерный критерий неплотностей k_{seal} , определяемый как

$$k_{seal} = \frac{\Delta}{(dp/dt)_1}, \quad (1)$$

где Δ – превышение максимум абсолютной скорости давления на участке расширения над минимумом скорости давления на участке сжатия;

$(dp/dt)_1$ – максимальная скорость нарастания давления на участке сжатия.

В работах [7, 8] опубликованы подробные результаты расчетных и экспериментальных исследований, показавшие, что критерий (1) практически не зависит от параметров наддувочного воздуха и теплового состояния двигателя и в меньшей степени по сравнению с давлением в конце сжатия зависит от геометрической степени сжатия. При этом существует взаимосвязь с частотой вращения коленчатого вала, которую нужно учитывать, если измерения выполнялись на разных скоростных режимах (рис. 3).

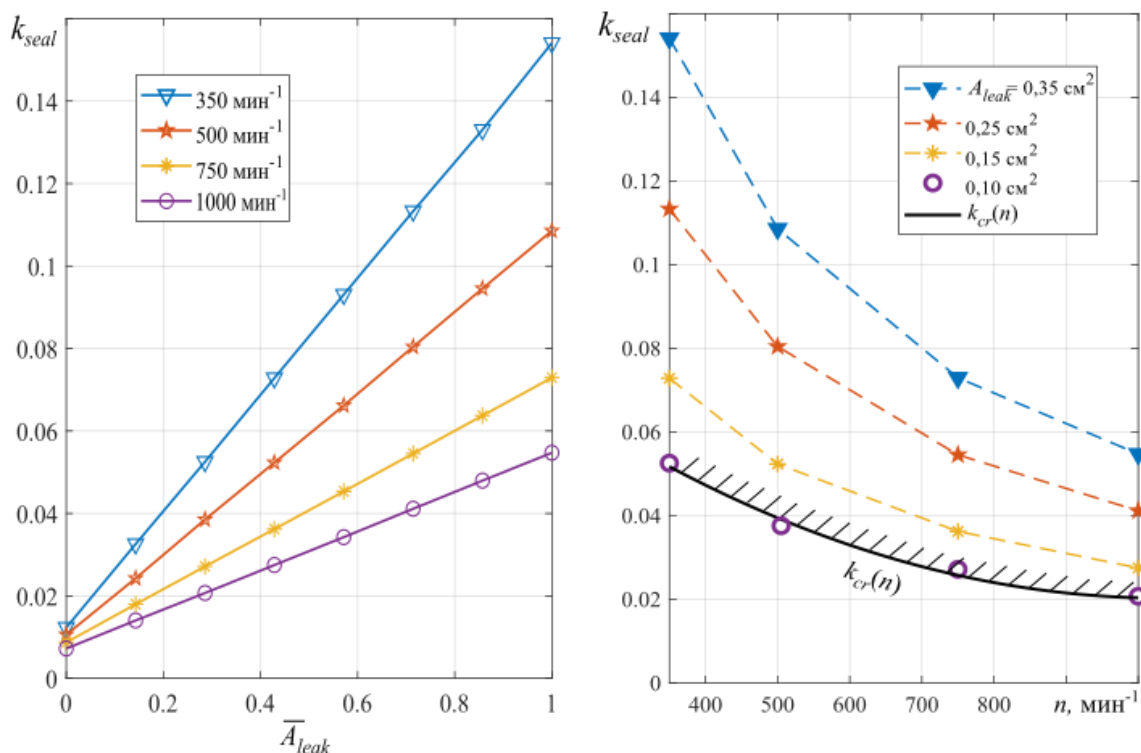


Рис. 3. Расчетные зависимости критерия неплотности k_{seal} от площади неплотностей A_{leak} (а) и от частоты вращения коленчатого вала n (б) для двигателя 1А-5Д49 [7]

Оценка герметичности цилиндра на рабочих режимах

Представленный на рис. 2а сигнал, соответствующий рабочему режиму двигателя со сгоранием, также содержит хорошо отличимый на участке сжатия локальный максимум (точку 1). Опыт выполненных нами экспериментальных работ показал, что только в очень редких случаях, при слишком раннем сгорании в быстроходных дизелях возникают трудности с определением этого локального максимума. Для тепловозных среднеоборотных дизелей проблема отсутствует. Как уже отмечалось выше, значение сигнала скорости давления в точке максимума на участке сжатия зависит от многих факторов, делая, практически неразличимым влияние утечек, частоты вращения вала, геометрической степени сжатия простым анализом величины скорости давления в этой точке. Иначе дело обстоит если записать сигнал скорости изменения давления непрерывно в процессе переходного скоростного режима работы двигателя. Если при этом обеспечить неизменность параметров воздуха во впускном коллекторе двигателя, то по значениям максимумов скорости давления на участке сжатия и соответствующим им средним за цикл угловым скоростям коленчатого вала, можно разрешить неразличимое влияние геометрической степени сжатия и утечек благодаря тому, что в циклах с разной частотой вращения коленчатого вала степень сжатия влияет одинаково, а утечки на участке сжатия напрямую зависят от продолжительности сжатия, а, следовательно, от частоты вращения. Аналогичный подход использовался ранее в работе [9] при анализе участка сжатия индикаторной диаграммы.

Расчетное исследование данной гипотезы выполнялось с использованием математической модели, изложенной в [7] и дополненной моделью тепловыделения [10]. Анализ результатов (рис. 4) выявил следующую особенность. При отсутствии утечек и росте оборотов коленчатого вала максимум скорости нарастания давления увеличивается ровно во столько же раз, во сколько увеличивается частота вращения коленчатого вала. При наличии утечек этот “баланс” изменяется в сторону большего изменения отношения скоростей давления, по сравнению с отношением частот вращения. Причем, чем больше утечки, тем больше эта диспропорция. Это позволяет предложить безразмерный коэффициент k_n , с помощью которого можно количественно оценить негерметичность цилиндра

$$k_n = \frac{(dp/dt)_1^{max}}{(dp/dt)_1^{min}} \cdot \frac{n_{min}}{n_{max}}, \quad (2)$$

Где n_{min} и n_{max} - соответственно минимальные и максимальные обороты вала в переходном процессе;

$(dp/dt)_1^{min}$ и $(dp/dt)_1^{max}$ – скорости нарастания давления в точке 1 при этих частотах вращения коленчатого вала.

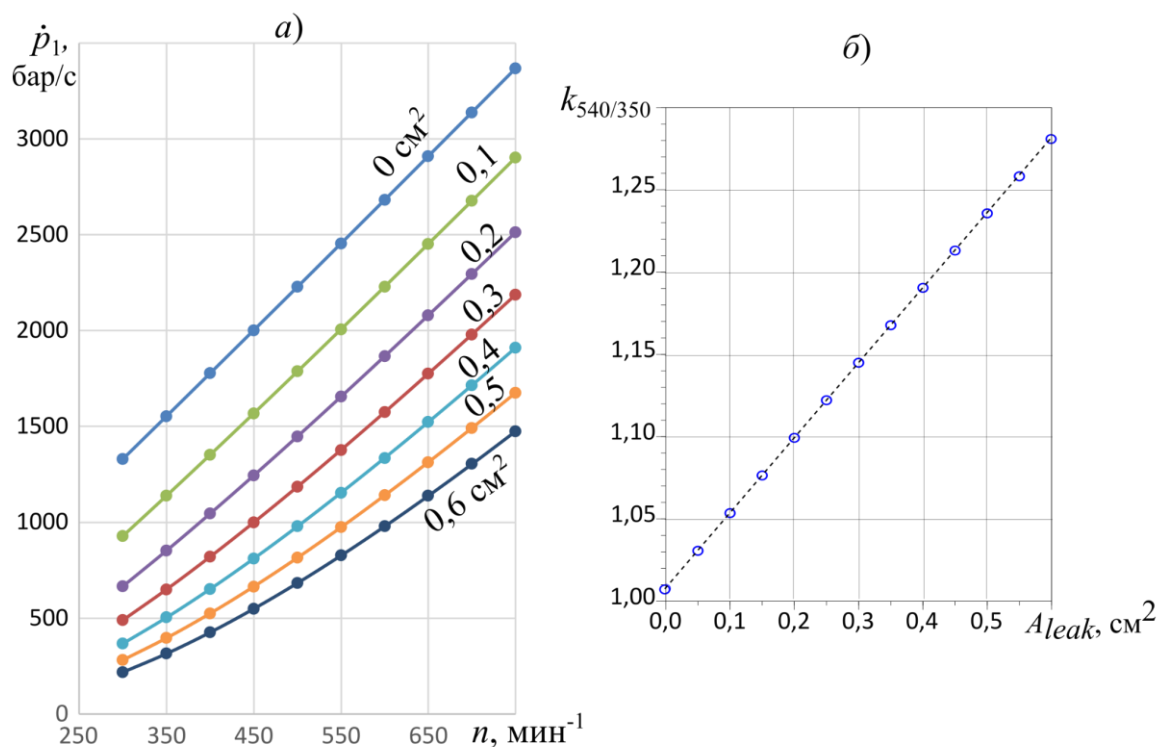


Рис. 4. Расчетные зависимости скорости нарастания давления от частоты вращения коленчатого вала n (а) и коэффициента $k_{540/350}$ (б) от площади неплотностей A_{leak} для двигателя 1А-5Д49

Методика оценки герметичности цилиндра заключается в следующем. При работе двигателя на холостом ходу контроллер машиниста переводится из 0-й позиции, например, в позицию 6 (с непродолжительными остановками в промежуточных позициях). В ходе всего переходного режима непрерывно записывается сигнал скорости изменения давления. Далее, запись разбивается на отдельные циклы с определением значения сигнала в максимуме на участке сжатия (точка 1 на рис. 1а) и по продолжительности цикла рассчитывается средняя за цикл частота вращения коленчатого вала. По этим данным по (2) вычисляется коэффициент k_n .

На рис. 4б в качестве примера показана зависимость коэффициента k_n от площади утечек для случая, когда $n_{max} = 540 \text{ мин}^{-1}$, а $n_{min} = 350 \text{ мин}^{-1}$. Видно, что величина этого коэффициента линейно связана с площадью утечек. Чем выше коэффициент $k_n = k_{540/350}$, тем больше воздуха вытекает из цилиндра, а значит – ниже его герметичность.

Вибрационная составляющая сигнала

В связи с тем, что конструкция пьезоэлектрического датчика давления принципиально мало отличается от конструкции пьезоэлектрического виброакселерометра, выходной сигнал с датчика давления может содержать

вибрационную составляющую. Обычно, это свойство acceleration sensitivity [2] (анг. чувствительность к виброускорению) принято рассматривать как нежелательное и разработчики датчиков давления стремятся его максимально ослабить. Проблема почти отсутствует при применении интегрирующих усилителей заряда, т.к. интегрирование симметричного знакопеременного сигнала приводит к результату, очень близкому к нулю, вследствие чего искажения линии давления из-за воспринимаемой датчиком вибрации обычно ничтожно малы. Применение преобразователя “ток – напряжение” существенно изменяет картину. Наш опыт работы с двигателями трех типов показывает, что при установке датчика в крышке цилиндра, в выходном сигнале скорости изменения давления, в большей или меньшей степени, всегда присутствует сигнал вибрации, вызванный ударом клапанов при посадке в седло (рис. 5а).

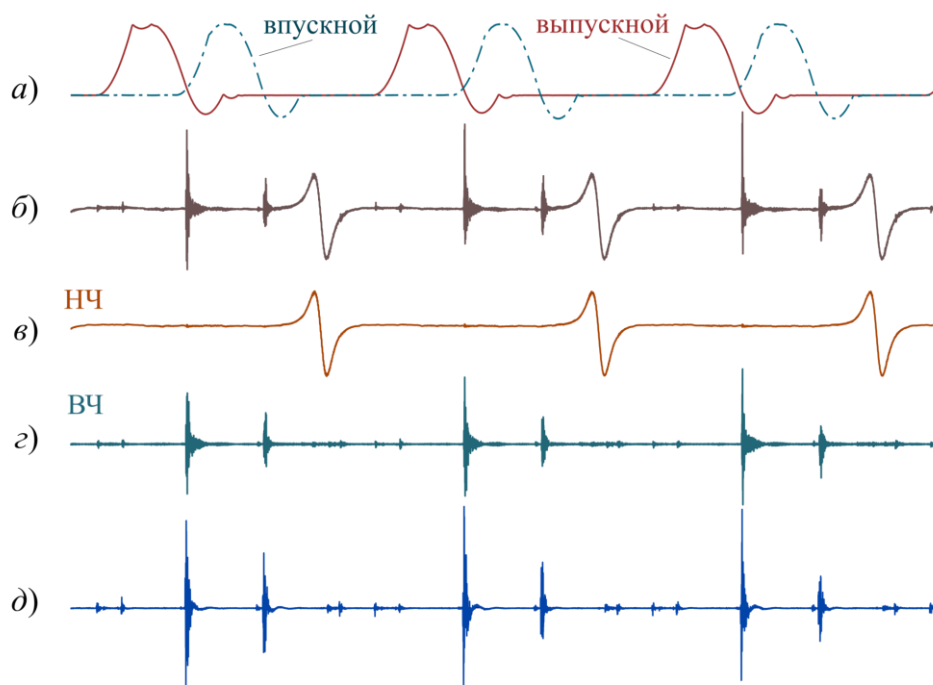


Рис. 5. Сопоставление сигналов различной природы: а) – сигналы с датчиков линейного перемещения клапанов; б) – сигнал скорости изменения давления без фильтрации; в), г) – то же с фильтрами низкой и высокой частоты соответственно (частота среза 4,8 кГц); д) – сигнал с пьезоэлектрического датчика вибрации

Сопоставление результатов одновременной записи сигналов скорости изменения давления с пьезоэлектрического датчика давления Kistler 6613EQ13-С и с виброакселерометра ДН-4-М1, установленного на магнитном креплении вблизи датчика давления, показал их хорошее совпадение, как по фазовым, так и по спектральным характеристикам виброимпульсов, возникающих при закрытии клапанов.

Детальные результаты экспериментальных исследований в этом направлении, включающие оценку возможности диагностирования клапанного механизма, представлены в работах [11, 12].

Оценка своевременности подачи топлива

Возвращаясь к рис. 2а отметим, что форма сигнала позволяет сравнительно легко определить локальный минимум на кривой скорости изменения давления – точку i , которой соответствует начало сгорания топлива. С целью простоты определения своевременности подачи топлива можно рекомендовать для этой цели безразмерный критерий k_{inj}

$$k_{inj} = \frac{(dp/dt)_1 - (dp/dt)_i}{2(dp/dt)_1}, \quad (3)$$

где $(dp/dt)_i$ – скорость нарастания давления в момент воспламенения.

Анализ выражения (3) с учетом отмеченных ранее свойств преобразователя сигнала показывает, что, как и для рассмотренных выше критерия k_{seal} и коэффициента k_n , нет необходимости тарировать сигнал. На рис. 6 представлены результаты экспериментальной проверки взаимосвязи этого критерия с углом опережения подачи топлива, выполненные в лабораторных условиях на отсеке дизеля ОЧН18/22. Подробные результаты теоретических и экспериментальных исследований приведены в работах [7, 13].

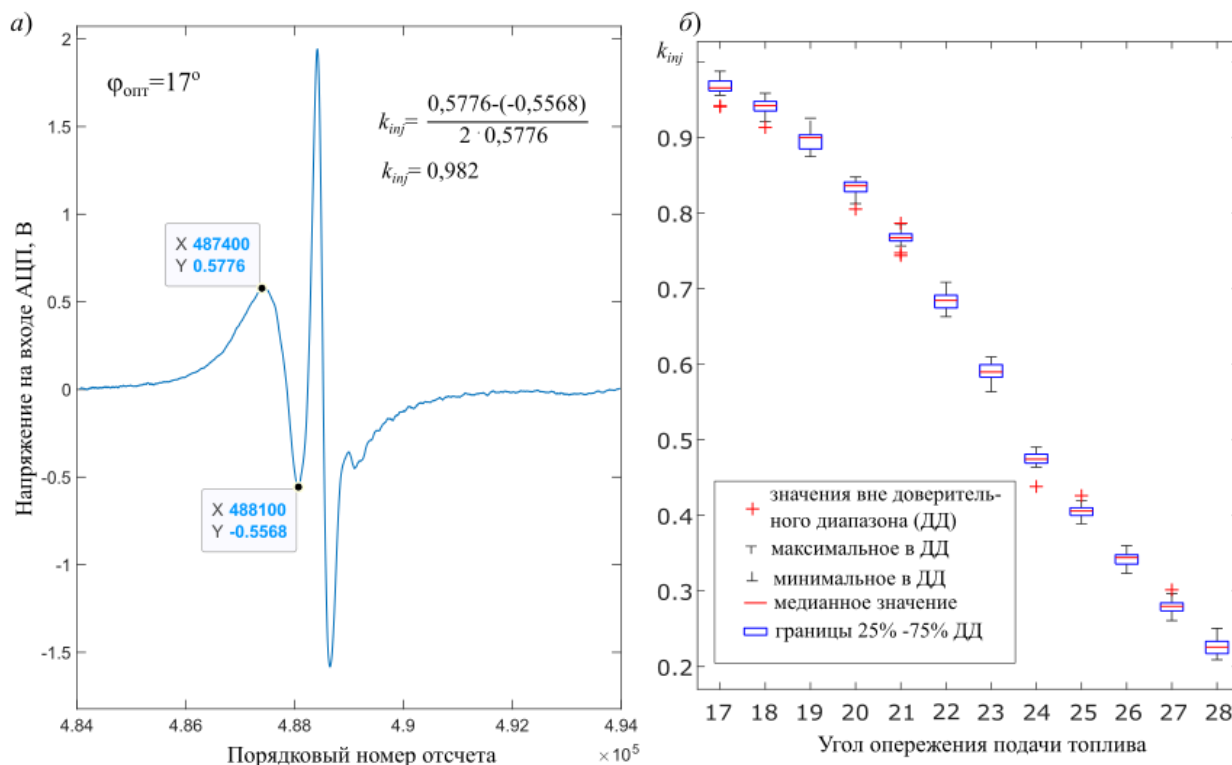


Рис. 6. Пример определения критерия подачи топлива (а) и его связь с углом опережения подачи топлива (б)

Возможность получения индикаторной диаграммы

Рассмотренные выше свойства сигнала скорости изменения давления показывают его самостоятельную ценность для диагностики. Тем не менее, может возникнуть необходимость получения индикаторной диаграммы, анализ которой, безусловно, может помочь в извлечении дополнительной диагностической информации. С этой целью нами были разработаны и экспериментально опробованы методики, основанные на численном интегрировании сигнала скорости изменения давления, в том числе, и при асинхронном измерении сигнала (без датчика положения коленчатого вала). Последнее возможно благодаря отмеченной выше особенности максимума скорости нарастания на участке сжатия, положение которого относительно ВМТ достаточно стабильно. Подробное описание методики тарировки датчика, численного интегрирования, корректировки постоянной составляющей и положения ВМТ представлены в работах [12, 14]. На рис. 7 показаны результаты сравнения развернутых индикаторных диаграмм, полученных с помощью датчика давления ДДГ200/700 производства НПК «Гарант» с традиционным усилителем заряда и по указанной методике.

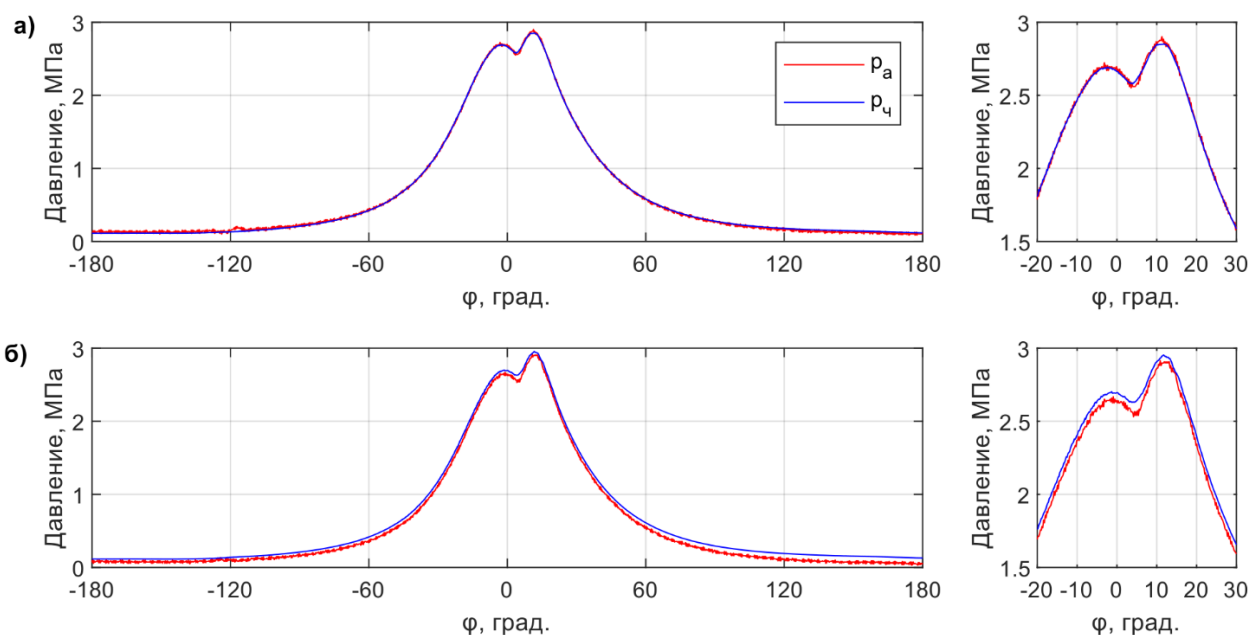


Рис. 7. Примеры индикаторных диаграмм, полученных с использованием датчика скорости изменения давления и датчика давления: *а)* - цикл с наименьшим расхождением сигналов; *б)* - цикл с наибольшим расхождением сигналов; p_a – давление, полученное непосредственным измерением; $p_ч$ – давление, полученное расчетным анализом сигнала скорости изменения давления; φ – угол поворота коленчатого вала относительно ВМТ такта сжатия

Оба датчика были установлены через тройник на индикаторный кран двигателя ОЧН18/22. Запись сигналов выполнялась одновременно на протяжении 30-и последовательных циклов дизеля с частотой дискретизации 22,5 кГц. Сигнал скорости изменения давления обрабатывался по разработанной методике [14]. Для обоих сигналов выполнялась коррекция положения ВМТ и постоянной составляющей давления.

Недостатки сигнала скорости изменения давления

На текущий момент мы выявили два недостатка сигнала скорости изменения давления в сравнении с сигналом давления.

Во-первых, наличие вибрационной составляющей в сигнале требует применения высокой частоты дискретизации при оцифровке сигнала. Хорошие результаты можно получить начиная с частоты 20 кГц. В противном случае частотные характеристики вибрации будут получены неверно и результат численного интегрирования сигнала также будет искажен.

Во-вторых, на различных скоростных и нагрузочных режимах максимальные амплитуды сигнала скорости изменения давления изменяются значительно выше, чем у сигнала давления. Поэтому, преобразователь, спроектированный для максимальных режимов работы двигателя, будет иметь низкое разрешение при измерении сигнала на режиме холостого хода. И, наоборот, преобразователь, спроектированный на малые нагрузки двигателя, будет “обрезать” сигнал скорости. Интегрирование такого сигнала приведет к значительным искажениям вычисляемого сигнала давления.

Считаем необходимым отметить, что оба недостатка следует учитывать при использовании сигнала для последующего получения индикаторной диаграммы. При разработке средств диагностики, основанных на определении представленных в работе безразмерных критериев и коэффициентов, оба недостатка не являются критичными.

Выводы

1) Схемотехника преобразователя для получения сигнала скорости изменения давления с пьезоэлектрического датчика давления проста и обеспечивает линейную зависимость выходного напряжения со скоростью изменения давления.

2) Предложены безразмерные критерии и коэффициенты, позволяющие исключительно анализом формы исходного сигнала оценить своевременность подачи топлива и гидравлическую плотность цилиндра. Последнее может быть выполнено как при отключенной подаче топлива, так и на рабочих режимах.

3) Вибрационная составляющая сигнала увеличивает его информационную ценность, позволяя наряду с сигналом скорости изменения давления получить сигнал, идентичный сигналу с датчика виброускорения.

4) Традиционная индикаторная диаграмма может быть получена цифровой обработкой сигнала скорости изменения давления в том числе и при его асинхронном измерении без датчика положения коленчатого вала.

Список используемых источников

1. Коньков, А.Ю. Диагностирование дизеля на основе идентификации рабочих процессов: / А.Ю. Коньков, В.А. Лашко. Владивосток: Дальнаука, 2014, 365.

2. Sensors for combustion analysis : Product catalog [Электронный ресурс] // AVL. - 2019. - Режим доступа: https://www.avl.com/documents/10138/0/Sensorenkatalog2018_web.pdf (дата обращения 05.03.2025).

3. Pressure sensors [электронный ресурс] / Kistler Group 2024 , 2007. Режим доступа: <https://www.kistler.com/INT/en/c/pressure-sensors/CG21-pressure-sensors>

4. Bueno A. V., Velásquez J. A., Milanez L. F. “A new engine indicating measurement procedure for combustion heat release analysis.” Applied Thermal Engineering, vol. 29, no. 8. 2009, pp. 1657-1675. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.023

5. José M. Luján, Vicente Bermúdez, Carlos Guardiola, Ali Abbad. “A methodology for combustion detection in diesel engines through in-cylinder pressure derivative signal.” Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 24, issue 7, 2010, pp. 2261-2275. doi.org/10.1016/j.ymssp.2009.12.012.

6. Диагностика автотракторных двигателей. – 2-е изд. перераб. и доп. / под ред. Н.С. Ждановского. – Л. : Колос, 1977. – 264 с.

7. Конькова, И.Д. Диагностирование тепловозного дизеля по сигналу скорости изменения внутрицилиндрового давления: дис. ... канд. техн. наук; 06.04.21; защищена / Конькова Ирина Дмитриевна. – Хабаровск, 2021. – 154 с.

8. Коньков, А.Ю. Диагностирование неплотности цилиндра дизеля по результатам измерения скорости изменения внутрицилиндрового давления / А.Ю. Коньков, А.И. Трунов, И.Д. Конькова, Ю.А. Давыдов // Вестник Тихоокеанского государственного университета. – №4(51). – 2018. – С. 9-16.

9. Лашко, В.А. Применение методов имитационного моделирования рабочих процессов дизеля при интерпретации результатов диагностического эксперимента / В.А. Лашко, А.Ю. Коньков // Известия высших учебных заведений. – №6. – 2007. – С. 46-53.

10. Пучкова, А.Д. Модель тепловыделения в цилиндрах дизеля и ее компьютерная реализация в среде SCILAB/COS / А.Д. Пучкова, А.Ю. Коньков, И.Д. Конькова // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. – №2(35). – 2023. – С. 99-105.

11. Демаков, К.К. О возможности определения тепловых зазоров клапанов анализом сигнала скорости изменения внутрицилиндрового давления дизеля / К.К. Демаков, А.Ю. Коньков // Научно-техническое и экономическое сотрудничество стран АТР в XXI веке : труды Всероссийской научно-практической конференции творческой молодежи с международным участием (Хабаровск, 16–19 апреля 2024 г.). В 2 т. Т. 1. – С. 45-50.

12. Коньков, А.Ю. Индексирование дизеля цифровой обработкой сигнала скорости изменения внутрицилиндрового давления / А.Ю. Коньков, К.К. Демаков, А.И. Трунов // Морские интеллектуальные технологии. – 2024. – №2. – Часть 1. – С. 138-145.

13. Davydov I., Konkova I., Konkov A. (2020) Diagnostic Criteria for the Signal of the First-Order Derivative of Diesel Engine in-Cylinder Pressure. In: Popovic Z., Manakov A., Breskich V. (eds) VIII International Scientific Siberian Transport Forum. TransSiberia 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1115. P. 329-339. Springer, Cham.

14. Коньков, А.Ю. Экспериментальная проверка способа индексирования дизеля по данным асинхронного измерения скорости изменения внутрицилиндрового давления / А.Ю. Коньков, А.И. Трунов, К.К. Демаков // Вестник Тихоокеанского государственного университета. – 2023. – №3(70). – С. 7-18.