

## РАСЧЕТНЫЙ МЕТОД КОРРЕКЦИИ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ВМТ ПРИ ИНДИЦИРОВАНИИ ДВС

В.А. Лашко, д.т.н., проф.;

Тихоокеанский государственный университет;

А.Ю. Коньков, к.т.н., доц.;

Дальневосточный государственный университет путей сообщений

Рассмотрены основные причины несоответствия действительного положения ВМТ и максимума диаграммы процессов сжатие–расширение в цилиндре ДВС. Предложен метод коррекции положения ВМТ, учитывающий утечки рабочего тела и теплообмен в цилиндре. Представлен алгоритм практической реализации метода.

### Постановка задачи

При экспериментальном определении индикаторной диаграммы (ИД) ДВС, как правило, применяются два первичных преобразователя: датчик давления в цилиндре двигателя и отметчик ВМТ. В качестве отметчика ВМТ наибольшее распространение получили индуктивные и оптические датчики. Реже для получения опорного сигнала синхронизации применяются датчики давления в трубопроводе высокого давления топлива дизеля [1] или аналогичные им для двигателей с принудительным воспламенением датчики тока в высоковольтных проводах системы зажигания. Не зависимо от типа применяемых датчиков существует определенная погрешность, вызванная технологической и методической составляющей ошибки определения времени, соответствующего положению ВМТ в исследуемом цилиндре двигателя. Известно, что погрешность определения ВМТ существенно влияет на результаты расчета среднего индикаторного давления, а следовательно, и других индикаторных показателей работы ДВС. Многие экспериментаторы сталкивались с проблемой «нелепых» индикаторных показателей, не согласующихся с достоверно определенными при испытании эффективными показателями двигателя. Одна из причин этой проблемы кроется в точном определении положения ВМТ. Другая, не рассматриваемая в этой статье проблема, заключается в искажениях ИД, вносимых индикаторным каналом.

Сегодня многие исследователи ошибочно продолжают полагать, что положению ВМТ соответствует максимум давления ИД, определенной при отключенной подаче топлива в цилиндр, т. е. диаграмме сжатие–расширение. Примером то-

му является статья [2], автор которой приводит алгоритм нахождения положения ВМТ, основанный на определении экстремума экспериментальной диаграммы, аппроксимируя ее квадратичным полиномом. Очевидно, что этот алгоритм устраняет только одну составляющую ошибки, связанную с погрешностью определения мгновенных значений давления в цилиндре. При этом основная идея, по-прежнему, базируется на утверждении, что в ВМТ диаграммы сжатие–расширение давление имеет максимум. Это положение фактически стало основополагающим в работе многочисленных измерительных и диагностических комплексов, успешно применяемых, в том числе и в эксплуатации [3].

В настоящей работе приводятся доводы, опровергающие это положение, а также предлагается метод определения действительного положения ВМТ, приемлемый для опытного определения ИД как в условиях стендовых испытаний, так и в условиях рядовой эксплуатации ДВС. Несмотря на то что результаты исследований приводятся для дизельного двигателя, основные положения метода могут быть применены и при индицировании двигателей с внешним смесеобразованием: бензиновых и газовых ДВС.

### Анализ причин, влияющих на положение максимума диаграммы сжатие–расширение

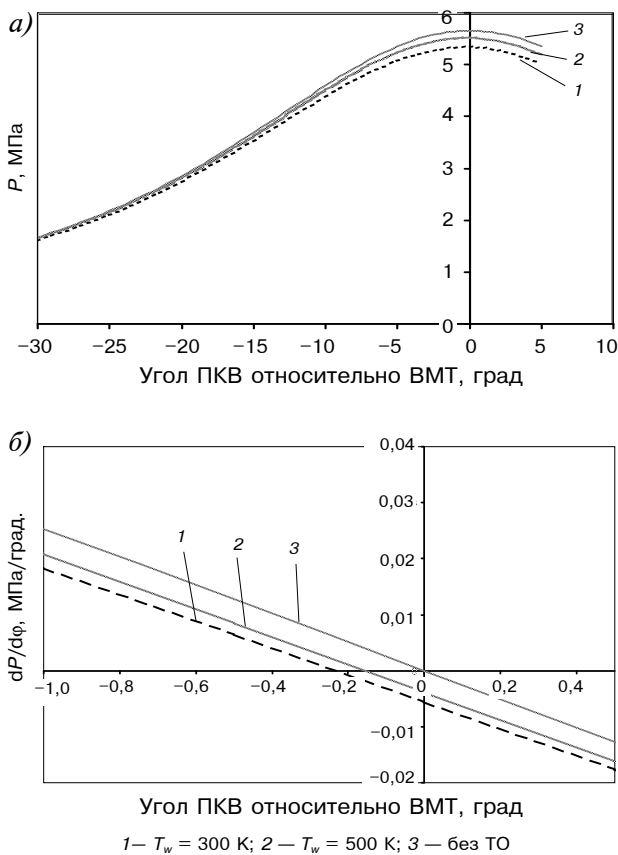
Вполне понятна логика авторов, полагающих, что при отключенной подаче топлива давление в цилиндре достигает максимального значения именно в момент, когда поршень находится в ВМТ. Однако эти рассуждения справедливы только тогда, когда процесс сжатия в цилиндре носит адиабатический характер, т. е. изменение давления в цилиндре происходит исключительно по причине движения поршня (изменения объема). В действительности существует, как минимум, еще две причины, приводящие к изменению давления: теплообмен и утечки рабочего тела. Наиболее удобной для анализа основой для математической модели процесса сжатие–расширение является уравнение объемного баланса, предложенное проф. Н.М. Глаголевым и дополненное его учениками: проф. А.Э. Симсоном и др [4]. По своей сути это уравнение является

уравнением первого закона термодинамики, записанное в форме, удобной для численного учета причин изменения давления. Для процессов сжатие–расширение в дизеле это уравнение можно представить в виде

$$\frac{dp}{dt} = \frac{kp}{V} (\dot{V}_q - \dot{V}_{ут} - \dot{V}), \quad (1)$$

где  $p$ ,  $V$  — текущие значения давления и объема воздуха в цилиндре;  $t$  — время;  $k$  — показатель адиабаты;  $\dot{V}_q$ ,  $\dot{V}_{ут}$ ,  $\dot{V}$  — частные производные по времени — изменения объема из-за теплообмена, утечек рабочего тела и движения поршня, соответственно.

Очевиден тот факт, что тепловой поток от рабочего тела к стенкам цилиндра достигает своих максимальных значений вблизи ВМТ, когда температурный напор со стенками цилиндра максимален. Но, с другой стороны, площадь теплообмена при этом минимальна. Благодаря этому изменение давления в цилиндре из-за теплообмена не так существенно. На рис. 1 приведены результаты расчетного исследования влияния средней температуры стенок цилиндра на протекание процессов сжатие–расширение в цилиндре двигателя.



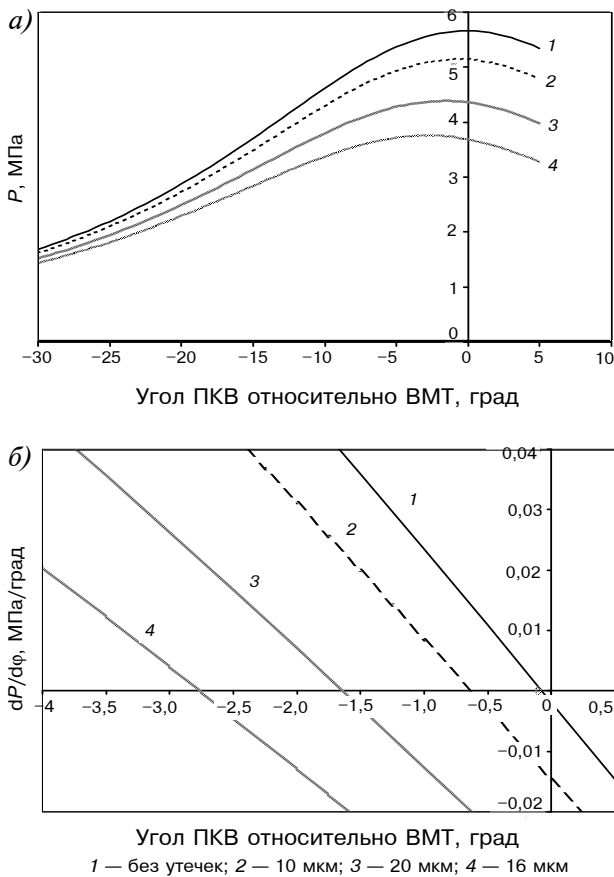
**Рис. 1. Влияние теплообмена (ТО) на положение максимума давления диаграммы сжатие–расширение:**  
 а — изменение давления; б — изменение скорости нарастания давления;  $T_w$  — средняя температура стенок

Расчет выполнен для двигателя 4Ч9/12,5 на основании уравнения (1), в котором слагаемое  $V_q$  определялось с учетом известного уравнения Вошни, эмпирически учитывающего конвективный и лучистый теплообмен в цилиндре ДВС. Потери рабочего тела из-за перетекания в этом случае не учитывались, а расчет изменения объема вследствие движения поршня  $V$  осуществлялся по хорошо известным зависимостям с учетом геометрии кривошипно-шатунного механизма двигателя. Наиболее удобным для анализа смещения максимума диаграммы давления относительно ВМТ является кривая скорости изменения давления  $dP/d\phi$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\phi$ , которая пересекает ось абсцисс в точке экстремума функции  $P(\phi)$ .

При анализе представленных на рисунке зависимостей следует обратить внимание на два важных, на взгляд авторов, момента. Во-первых, влияние средней температуры стенок на смещение максимума давления диаграммы не значительно. Даже при не реальной для условий испытаний ДВС температуре стенок  $T_w = 300$  К максимум давления смещается относительно ВМТ чуть более 0,2 градуса угла поворота коленчатого вала. Следует отметить, что расчет выполнялся для быстроходного дизеля. Влияние теплообмена в дизелях средней быстроходности и тихоходных будет несколько выше вследствие увеличения продолжительности процесса. Во-вторых, расчет без учета утечек рабочего тела дает завышенные значения давления в конце сжатия  $P_c$ . При экспериментальном исследовании рабочего процесса двигателя было установлено, что величина этого давления не превышает 4,3 МПа. Адекватные эксперименту данные об изменении давления в цилиндре могут быть получены только при учете в уравнении (1) слагаемого  $\dot{V}_{ут}$ . Сложность геометрии существующих в цилиндре двигателя неплотностей не позволяет применить уравнения газодинамики для достоверного описания процессов истечения воздуха. Наиболее апробированное для этой цели является полуэмпирическое уравнение Пуазейля, позволяющее определить расход вязкой жидкости, перетекающей через узкую щель. Так как истечение воздуха из камеры двигателя происходит преимущественно через зазоры между уплотнительными кольцами и гильзой цилиндра, было выбрано уравнение для узкой цилиндрической щели

$$dV_{ут} = \frac{\pi \cdot \delta^2 \cdot (D - \delta) \cdot (p - P_k)}{64 \cdot k \cdot \mu} dt, \quad (1)$$

где  $\delta$  — радиальный зазор;  $D$  — диаметр цилиндра;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости воздуха;  $P_k$  — давление в картере;  $k = 1,3$  — коэффициент, учитывающий форму щели (отличие



**Рис. 2. Суммарное влияние теплообмена ( $T_w = 400$  К) и утечек рабочего тела на положение максимума давления диаграммы сжатия–расширение:**  
 а — изменение давления; б — изменение скорости нарастания давления

от круглого отверстия). Как и для теплообмена, продолжительность процесса оказывает решающее влияние на количество воздуха, которое перетечет из цилиндра в картер. Однако если в области ВМТ росту теплового потока препятствует уменьшение площади поверхности рабочей камеры, то для утечек воздуха зависимость (2) однозначна: чем выше давление в цилиндре  $P$ , тем выше расход воздуха. В результате расход воздуха через неплотности возрастает по мере приближения поршня к ВМТ одновременно с уменьшением его скорости до нуля. В результате характер изменения давления в области ВМТ преимущественно определяется утечками воздуха. На рис. 2 приведены зависимости, аналогичные показанным на рис. 1. Расчет выполнялся для нескольких значений радиального зазора для постоянного значения средней температуры стенок (400 К) и частоты вращения вала дизеля ( $n = 1500$  об/мин).

Результаты расчета показывают, что давление в конце сжатия достигает значения 4,3 МПа, соответствующее экспериментальным данным, при величине радиального зазора  $\delta = 16$  мкм. При этом смещение максимума давления относительно

ВМТ составляет более 1,5 градуса. Следует отметить, что цилиндропоршневая группа (ЦПГ) объекта исследований (дизеля 4Ч9/12,5) является технически исправной.

По мере неизбежного износа ЦПГ в эксплуатации погрешность метода определения ВМТ по экстремуму индикаторной диаграммы сжатия–расширение будет возрастать. Так, для рассмотренного двигателя и режима испытаний увеличение гидравлической неплотности цилиндра на 25 % от рассмотренной (увеличение зазора от 16 мкм до 20 мкм) приведет к еще большему смещению максимума давления на диаграмме влево — на 2,8 град относительно ВМТ.

Таким образом, при индицировании ДВС, особенно в условиях эксплуатации, обязательно следует учитывать несовпадение максимума давления диаграммы сжатия–расширение и ВМТ.

#### **Алгоритм определения действительного положения ВМТ по результатам индицирования**

Рассмотренный анализ влияния утечек рабочего тела на смещение максимума ВМТ позволяет предложить сравнительно простой метод коррекции положения ВМТ. Действительно, имея реально измеренную диаграмму сжатия–расширение достаточно «подобрать» такое значение радиального зазора  $\delta$ , при котором расчетное и экспериментальное значения давления в конце сжатия совпадут. Применение вычислительной техники для решения этой задачи позволяет без существенного увеличения времени обработки диаграммы применить даже простые итерационные методы. Однако это возможно только в том случае, если геометрические характеристики двигателя достоверно известны. В действительности значение объема камеры сгорания двигателя может измениться по нескольким причинам: во-первых, из-за увеличения камеры на величину объема индикаторного канала; во-вторых, из-за конструктивного вмешательства обслуживающего персонала при ремонте и техническом обслуживании.

Рассмотрим наиболее сложный случай, когда индикаторная диаграмма получена при отсутствии достоверных данных о меняющихся в эксплуатации и влияющих на расчет функции  $P(\phi)$  величинах: объеме камеры сгорания  $V_c$ , угле закрытия впускных органов  $\phi_{з.вп}$  и диаметральном зазоре  $\delta$ , характеризующем гидравлическую неплотность цилиндра. Задача сводится к нахождению вектора  $\Pi = \{V_c, \phi_{з.вп}, \delta, \Delta\phi_{ВМТ}\}$ , при котором измеренная и расчетная ИД наиболее близки друг к другу. Здесь  $\Delta\phi_{ВМТ}$  — смещение действительного положения ВМТ относительно принятого при измерении ИД. Единственность решения этой задачи может быть достигнута за счет рационального выбора критерия качества решения задачи. Очевидно,

что величина давления в конце сжатия  $p_c$  не удовлетворяет этому требованию: одинаковые значения  $p_c$  могут быть достигнуты при большом множестве наборов варьируемых параметров  $\Pi$ . Анализ процесса сжатия позволяет утверждать, что влияние этих параметров сказывается не только на результат — величину максимального давления, но и на траекторию изменения давления (ИД). В качестве показателя близости данных расчета и эксперимента мы выбрали величину  $j$ , представляющую собой наибольшее абсолютное отклонение ординат расчетной и индикаторной диаграмм. При дискретном описании (ИД) массивами экспериментальных  $p_э$  и расчетных  $p_p$  данных равной размерности критерий качества можно представить следующей записью:

$$j = \max_{i \in N} |p_i^э - p_i^p|, \quad (3)$$

где  $N$  — число отсчетов в массивах  $p_э$  и  $p_p$ , соответствующих участку сжатия.

Опыт практического применения метода показал, что и в этом случае возникают ситуации со множеством решений из-за близкого по влиянию на расчет ИД процесса перетекания и изменения геометрической степени сжатия. Устранить проблему возможно только в том случае, если рассматривать не одну, а две пары ИД (расчетная и измеренная), полученных в одном цилиндре при разных скоростных режимах двигателя. В этом случае различная продолжительность процесса истечения позволяет однозначно определить все величины, входящие в вектор  $\Pi$ . Суммарный критерий качества в этом случае:

$$J = j_1 + j_2, \quad (4)$$

где  $j_1, j_2$  — показатели близости диаграмм, подсчитанные по формуле (3) для различных скоростных режимов двигателя.

Как следует из вышесказанного, поставленную задачу можно рассматривать как задачу оптимизации, сводящуюся к поиску такой комбинации  $\Pi$ , при которой функция  $J(\Pi)$  имеет минимальное значение

$$J(\Pi) = j_1(\Pi) + j_2(\Pi) \rightarrow \min_{\Pi \in \Delta}. \quad (5)$$

Множество допустимых альтернатив  $\Delta$ , удовлетворяющее всем ограничениям рассматриваемой задачи, определяется на основании конструктивных характеристик двигателя, исследуемого режима и с учетом опытных данных, дающих представление о границах их изменения в эксплуатации. Обобщенно для рассматриваемой в настоящей статье задачи это множество определяется как

$$\Delta = \left\{ \begin{array}{l} \varphi_{з.вп} \in \mathbf{R}^1 \mid \varphi_{з.мин} \leq \varphi_{з.вп} \leq \varphi_{з.макс} \\ \delta \in \mathbf{R}^1 \mid 0 \leq \delta \leq \delta_{макс} \\ V_c \in \mathbf{R}^1 \mid V_{c мин} \leq V_c \leq V_{c макс} \\ \Delta\varphi_{ВМТ} \in \mathbf{R}^1 \mid \Delta\varphi_{ВМТ мин} \leq \Delta\varphi_{ВМТ} \leq \Delta\varphi_{ВМТ макс} \end{array} \right\}. \quad (6)$$

В целях снижения уровня оптимизации было принято решение выделить из числа варьируемых значений смещение  $\Delta\varphi_{ВМТ}$  и решать задачу оптимизации для трех одновременно варьируемых переменных  $\Pi = \{V_c, \varphi_{з.вп}, \delta\}$ . Алгоритм нахождения действительного смещения ВМТ приведен на рис. 3.

На сегодняшний день разработано большое число алгоритмов для решения задач многопараметровой оптимизации [5]. Приведенный опыт показал, что приемлемые результаты дает метод «покоординатного спуска». На рис. 3 в целях компактности схемы применяемый алгоритм показан одним блоком — «Оптимизация». Видно, что этот блок вызывается многократно для разных значений  $\Delta\varphi_{ВМТ}$ , пока функционал качества уменьшается. Затраты машинного времени на решение оптимизации по трем параметрам не превышают 7 с. Алгоритм разработан для случая, когда первоначально ИД была сориентирована относительно максимума давления диаграммы при отклю-

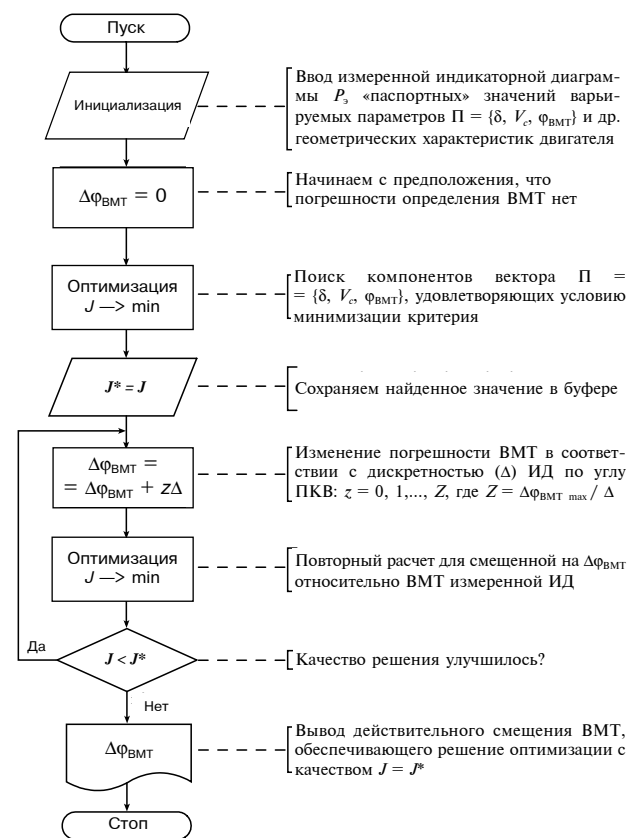


Рис. 3. Алгоритм поиска смещения действительного положения ВМТ относительно принятого при измерении

ченной подаче топлива. Поэтому заведомо известно, что действительное положение ВМТ находится правее предполагаемого, и экспериментальную диаграмму следует «сдвигать» влево на величину  $\Delta\varphi_{\text{ВМТ}}$ . Алгоритм может быть легко модифицирован для случая, когда ИД сориентирована относительно опорного сигнала с датчика угла поворота коленчатого вала или другого датчика, выполняющего задачу синхронизации.

Более того, автор имеет практический опыт использования подобного алгоритма применительно к индикаторным диаграммам, полученным при сгорании в цилиндре. Это позволяет несколько сократить продолжительность и трудоемкость экспериментального определения ИД, компенсируя увеличение продолжительности эксперимента из-за необходимости индицирования двигателя на двух скоростных режимах.

#### Литература

1. Коньков, А.Ю., Маркелов А.А. Прибор для измерения индикаторной диаграммы тепловозных дизелей // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. — 2006. — № 11. — С. 58–61.

2. Обозов А.А. Алгоритм поиска корректного положения отметки ВМТ в системах диагностики судовых дизелей // Двигателестроение. — 2006. — № 1. — С. 27–30.

3. Васин П.А. Для диагностики тепловоза — комплекс «Магистраль» // Локомотив. — 2001. — № 7. — С. 27–31.

4. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки): учеб. для вузов / А.Э. Симсон [и др.]. — М. : Транспорт, 1980. — 384 с.

5. Гилл Ф., Мюррей У., Райт М. Практическая оптимизация / — М. : Мир, 1985. — 512 с.

**ЮБИЛЕЙ!**

## Виктору Ивановичу Ерофееву 50 лет

*27 июля 2007 года исполнилось 50 лет Ерофееву Виктору Ивановичу  
кандидату технических наук, начальнику  
научно-исследовательского отдела энергетических установок  
кораблей ВМФ на органическом топливе ФГУ «1 ЦНИИ МО РФ»,  
члену редакционной коллегии журнала «Двигателестроение»*



В.И. Ерофеев после окончания с отличием в 1981 году Ленинградского Военно-Морского инженерного института им. В.И. Ленина по специальности «Дизельэнергетические установки» проходил службу на кораблях ДКБФ в должностях командира БЧ-5 и дивизионного инженера-механика. Затем принял решение продолжить образование и в 1991 г. с отличием окончил ВМА им. Н.Г. Кузнецова, а в 1995 г. после окончания адъюнктуры при ВМА успешно защитил кандидатскую диссертацию и был направлен в 1 ЦНИИ МО РФ. Обладая высоким уровнем теоретической и практической подготовки, В.И. Ерофеев успешно руководил сначала лабораторией, а вскоре был назначен на должность начальника отдела энергетических установок кораблей ВМФ на органическом топливе.

За годы работы в должности начальника научно-исследовательского отдела В.И. Ерофеев стал одним из ведущих специалистов ВМФ в области развития корабельных силовых установок на базе тепловых двигателей. Он осуществляет научное руководство и обеспечивает исполнение комплексных НИОКР по созданию новых силовых схем и типов корабельных энергетических установок, осуществляет научно-техническое сопровождение при освоении в промышленности новых образцов военной техники.

Научная эрудиция и большой практический опыт руководителя позволяют В.И. Ерофееву успешно представлять интересы заказчика в качестве председателя Госкомиссии по приемке корабельных энергетических установок и членом комиссий по приемке кораблей и судов ВМФ.

Личные качества, чувство высокой ответственности при выполнении профессионального долга, взыскательность к себе и подчиненным позволили заслужить В.И. Ерофееву авторитет у командования и уважение сослуживцев и специалистов в организациях оборонной промышленности.

Виктор Иванович автор более 90 научных трудов, его успехи в службе и отраслевой науке отмечены Правительственными наградами.

*Редакция журнала «Двигателестроение», сослуживцы, коллеги и друзья  
поздравляют Виктора Ивановича с юбилеем и желают ему дальнейшего профессионального роста,  
продвижения по службе и плодотворной научной деятельности.*