DOI 10.18454/PMI.2016.6.839

УДК 629.11

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ЭНЕРГОПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А.С.АФАНАСЬЕВ[1], **А.А.ТРЕТЬЯКОВ**[2]
[1] *Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия*
[2] *Военная академия материально-технического обеспечения, Санкт-Петербург, Россия*

Для поддержания дизельных двигателей в работоспособном состоянии необходимо совершенствовать методы их технического диагностирования. В качестве дальнейшего их развития по параметрам сопутствующих процессов возникла необходимость в разработке методики диагностирования дизелей по временным параметрам рабочего цикла. Для ее разработки проведен вычислительный эксперимент моделирования процессов энергопреобразования дизельного двигателя. Моделирование проводилось на основе базовой математической модели поршневых двигателей внутреннего сгорания, представляющей собой замкнутую систему уравнений и зависимостей. Данная модель была дополнена динамикой изменения крутящего момента дизеля с учетом текущих значений внутрицилиндровых процессов при различных, в том числе и нулевых подачах топлива.

Значения крутящего момента, полученные путем преобразования внутрицилиндрового давления, не учитывают механические потери, поэтому базовая программа моделирования была дополнена вычислениями сил трения и насосных ходов. С целью определения индикаторной диаграммы неработающего цилиндра предусмотрен переход на режим нулевой подачи топлива и исключение из расчета процесса сгорания топлива.

Ключевые слов: дизель, внутрицилиндровые процессы, энергопреобразование дизеля, подача топлива, индикаторные показатели, крутящий момент, силы трения поршневой группы, скорость поршня, трение в подшипниках коленчатого вала, насосные потери, моделирование, индикаторная диаграмма, нулевая подача.

***Как цитировать эту статью*:** Афанасьев А.С. Моделирование процессов энергопреобразования дизельных двигателей / А.С.Афанасьев А.А.Третьяков // Записки Горного института. 2016. Т. 222. С. 839-844. DOI 10.18454/PMI.2016.6.839

Введение. Дизельные двигатели находят все большее применение в качестве силовых установок автомобильной техники, так как имеют ряд преимуществ перед бензиновым конкурентом: более экономичные и экологичные, с высоким КПД и мощностью и т.д.

Для поддержания дизелей в работоспособном состоянии существует планово-предупредительная система технического обслуживания и ремонта, технологическим элементом которой является техническое диагностирование [1, 11, 12].

Существующие методы технического диагностирования постоянно развиваются и совершенствуются [9, 10, 13]. В качестве дальнейшего развития методов диагностирования по параметрам сопутствующих процессов разработана методика диагностирования по временным параметрам рабочего цикла [2].

В ходе ее разработки выполнен вычислительный эксперимент моделирования процессов энергопреобразования дизельного двигателя.

Моделирование процессов энергопреобразования дизеля. Моделирование осуществлялось на основе базовой математической модели поршневых двигателей внутреннего сгорания, которая представляет собой замкнутую систему уравнений и зависимостей, устанавливающих с необходимой степенью достоверности количественные связи между определенной совокупностью входных воздействий (факторов) и выходными параметрами этих процессов [2, 5, 6].

Однако для определения динамики изменения крутящего момента дизеля необходимо знать текущие значения внутрицилиндровых процессов при различных, в том числе и нулевых подачах топлива [3, 7, 8, 14].

Индикаторный крутящий момент (M) возникает от воздействия на кривошип тангенциальной составляющей (T) силы ($P_{ш}$), действующей вдоль оси шатуна AB (рис.1),

$$M = TR, \quad (1)$$

где M – индикаторный крутящий момент, Н·м; R – радиус кривошипа, м; T – тангенциальная сила, Н. В свою очередь тангенциальная сила

DOI *10.18454/PMI.2016.6.839*

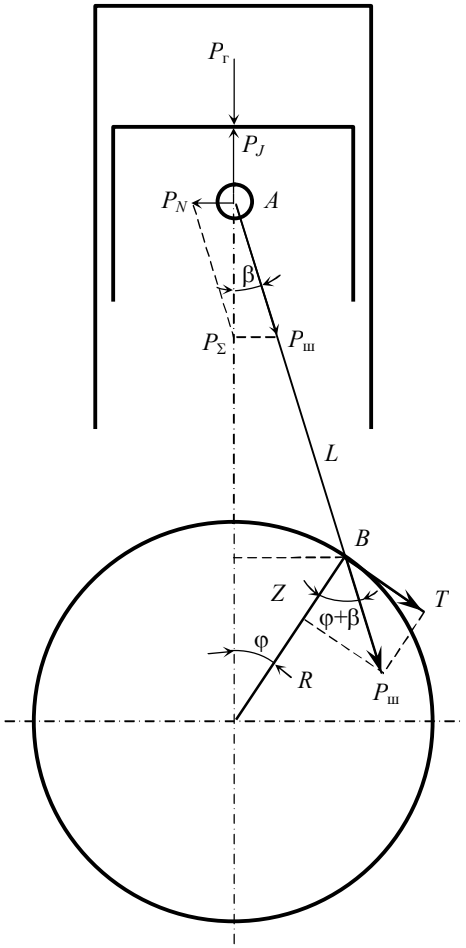


Рис.1. Кривошипно-шатунный механизм двигателя внутреннего сгорания и силы, действующие на него

$$T = P_ш \sin(\varphi + \beta), \quad (2)$$

где $P_ш$ – сила, действующая вдоль оси шатуна, Н; β – угол отклонения шатуна от направления оси цилиндра, град.; φ – угол поворота коленчатого вала, град.

Сила, действующая вдоль оси шатуна,

$$P_ш = \frac{P_\Sigma}{\cos\beta}, \quad (3)$$

где P_Σ – суммарная сила, приложенная к оси поршневого пальца и направленная вдоль оси цилиндра,

$$P_\Sigma = P_i F_п + P_{ji}, \quad (4)$$

P_i – внутрицилиндровое давление в *i*-й точке цикла; $F_п$ – площадь поршня; P_{ji} – сила инерции поступательно движущихся масс в *i*-й точке цикла.

Для определения силы инерции P_{ji} использовалось уравнение динамики аксиального кривошипно-шатунного механизма:

$$P_{ji} = -m_A R\omega^2(\cos\varphi_i + \lambda\cos 2\varphi_i), \quad (5)$$

где m_A – масса поступательно движущихся частей КШМ; R – радиус кривошипа; $\omega = \pi n/30$ – угловая скорость коленчатого вала; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Масса m_A рассчитывалась по формуле

$$m_A = m_{п.к} + m_ш^A, \quad (6)$$

где $m_{п.к}$ – масса поршневого комплекта; $m_ш^A$ – масса верхней части шатуна, отнесенная к возвратно-поступательным движущимся деталям,

$$m_ш^A = k_ш m_ш, \quad (7)$$

где $k_ш$ – доля массы шатуна, отнесенной к возвратно-поступательно движущимся деталям.

В результате пошагового расчета по формуле (4) определялось значение суммарной силы $P_{\Sigma i}$ для каждого значения угла поворота коленчатого вала φ_i.

Момент, создаваемый на коленчатом валу за счет действия этой силы, рассчитывался для каждого φ_i по формуле

$$M_{ki} = P_{\Sigma i}\frac{\sin(\beta_i + \varphi_i)}{\cos\beta_i} R, \quad (8)$$

где β_i – угол отклонения шатуна от направления оси цилиндра.

Для определения значения угла β_i были получены эмпирические формулы:

$$\beta_i = 60\sin\beta_i - 26(\sin\beta_i)^2, \quad (9)$$

где $\sin\beta_i \approx \lambda\sin\varphi_i$.

Значения крутящего момента, полученные путем преобразования внутрицилиндрового давления, относятся к индикаторным показателям, поскольку не учитывают механических потерь: сил трения и усилий, необходимых для осуществления насосных ходов.

DOI 10.18454/PMI.2016.6.839

С учетом этого в базовую программу моделирования было введено вычисление сил трения и насосных процессов.

Текущие значения силы трения (в ньютонах) поршневой группы можно определить по формуле Ньютона:

$$T = \mu F \frac{dc}{dz}, \tag{10}$$

где μ – динамический коэффициент вязкости моторного масла, Па·с; F – площадь поверхности трения поршневой группы; dc/dz – градиент скорости в слое смазочного материала, 1/с.

Предполагается, что градиент скорости в i-й точке

$$\frac{dc}{dz} = \frac{c_{\max}}{\delta_м}, \tag{11}$$

где $c_{\max i} = c_{n_i}^{0,5}$ – максимальная скорость слоя смазочного материала в i-й точке, м/с; $\delta_м$ – толщина слоя смазочного материала, м,

$$\delta_м = \frac{1}{\sqrt{P_i}}. \tag{12}$$

С учетом формулы (12) и на основе обработки опытных данных получена эмпирическая формула для определения силы трения поршневой группы:

$$T_{п_i} = 1{,}765 \cdot 10^{-3} \cdot D^2 \sqrt{P_i C_{пi}},$$

где P_i – суммарная сила давления газов и сил инерции, действующих на поршневую группу, Н.

Скорость поршня в данной точке

$$C_{п_i} = R\omega(\sin\varphi_i + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi_i).$$

Трение в подшипниках коленчатого вала учитывалось совместно с потерями на привод вспомогательных агрегатов в виде постоянного по углу поворота коленчатого вала момента, вычитаемого из суммарного значения крутящего момента $M_{к_i}$:

$$M_{к_{gi}} = M_{Ri} - \Delta M,$$

$$\Delta M = (34{,}43\sqrt{nP_г} + 53{,}46\sqrt{n})iV_h,$$

где $P_г$ – средняя сила, действующая на КШМ; n – частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$.

Насосные потери учитывались в программе путем численного интегрирования выражения $(P_i - P_0)dV$ в пределах процессов впуска φ_i = 0-180 град. ПКВ и выпуска φ_i = 540-720 град. ПКВ.

Основной блок программы моделирования предусматривает формирование индикаторной диаграммы единичного рабочего цикла. Для работающих цилиндров предусматривалось суммирование моментов на каждом значении φ_i с учетом их фазового положения в цикле.

С целью определения индикаторной диаграммы неработающего цилиндра в программе предусматривался автоматический переход на режим нулевой подачи топлива и исключение расчета процесса сгорания. При этом индикаторные процессы неработающего цилиндра распределялись в общем диапазоне углов поворота коленчатого вала φ_i в соответствии с порядком их работы.

Общее суммирование текущих крутящих моментов осуществлялось с учетом конкретного фазового положения внутрицилиндровых процессов всех цилиндров:

$$M_{\Sigma i} = M_{кi}^{\ I} + M_{кi}^{II} + M_{кi}^{III} + M_{кi}^{IV} + M_{кi}^{V} + M_{кi}^{VI} + M_{кi}^{VII} + M_{кi}^{VIII},$$

где $M_{кi}^{I} - M_{кi}^{VIII}$ – текущие значения крутящего момента, создаваемого в результате работы соответствующих цилиндров.

DOI 10.18454/PMI.2016.6.839

Математическая модель изменения давления в неработающем цилиндре двигателя по углу поворота коленчатого вала разработана на основе уравнения состояния (уравнение Менделеева –Клапейрона) [14, 15]:

$$PV = GRT,$$

где P, V, T – текущее давление (Па), объем (м^3) и температура воздуха (К); R – газовая постоянная, Дж/(моль·К); G – количество воздуха в цилиндре, кг.

При разработке модели приняты допущения:

• при расчете давлений внутри цилиндра находится идеальный газ (разряженный газ, которым можно считать газ в обычных природных условиях);

• на каждом участке расчета по углу поворота коленчатого вала термодинамическая система находится в состоянии равновесия (квазистатическое состояние газа).

Конечной целью моделирования является определение текущих значений давления в цилиндре двигателя, т.е. получение зависимости вида

$$\frac{dP}{d\varphi} = f(\varphi),$$

где φ – угол поворота коленчатого вала, град. ПКВ.

Дополнительно система уравнений включает термодинамические и кинематические соотношения, характеризующие изменение объема, температуры и давления внутри цилиндра.

Изменение давления в цилиндре при сжатии и расширении на основе уравнения состояния можно определить по формуле

$$P_{ri} = \frac{RGT_i}{V_i},$$

где R – газовая постоянная, Дж/(кг·град.); G – количество воздуха в цилиндре, кг; T_i – текущая температура заряда в цилиндре, К; V_i – текущий объем цилиндра, м^3.

Текущее значение температуры

$$T_i = T_{i-1}\left(\frac{V_{i-1}}{V_i}\right)^{n-1},$$

где n – показатель политропы, определяемый по давлению и объему в начале (i-1) и конце (i) участка:

$$n = \frac{\log\frac{P_{i-1}}{P_i}}{\log\frac{V_i}{V_{i-1}}}.$$

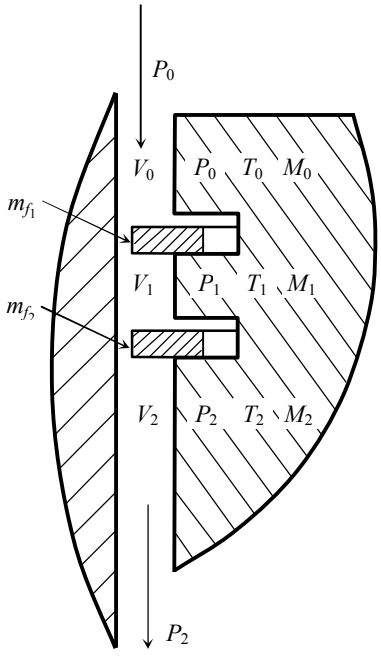


Рис.2. Расчетная схема кольцевого уплотнения поршня

Текущий объем цилиндра

$$V_i = V_h\left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + 0{,}5\left((1-\cos\varphi_i) + \lambda/4(1-\cos 2\varphi_i)\right)\right],$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, м^3; ε – степень сжатия; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Для моделирования утечек воздушного заряда через кольцевое уплотнение рассмотрим расчетную схему [4, 15] (рис.2).

При перетекании рабочего тела через систему кольцевого уплотнения газовая нагрузка определенным образом распределяется на все кольца. Количественно ее характеризует давление в объеме за каждым кольцом (давление в заколечном объеме). Сделаем ряд допущений, относящихся к рассматриваемому процессу:

DOI 10.18454/PMI.2016.6.839

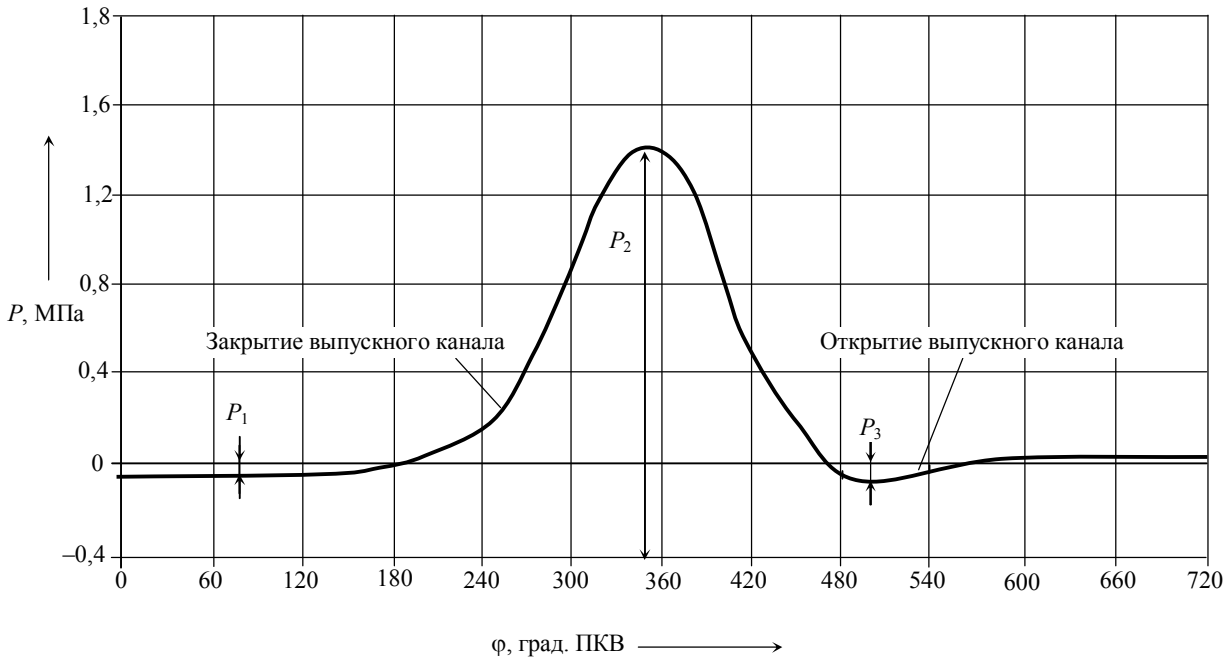


Рис.3. График изменения давления внутри цилиндра по углу поворота коленчатого вала

• перетекание воздушного заряда из рабочей полости цилиндра происходит через замки поршневых колец;

• время истечения воздушного заряда через кольцевое уплотнение мало, поэтому процесс можно считать адиабатным;

• число Струхаля, характеризующее меру нестационарности процесса истечения, в данном случае имеет порядок 0 (10^{-2}), поэтому задачу можно рассматривать как квазистационарную.

В общем виде расход газов Q (в килограммах в секунду) при истечении через клапанную щель и неплотности кольцевого уплотнения определяется по известной зависимости Сен-Венана, получаемой из уравнения для докритического истечения ($P_i / P_{i\text{-}1} > 0{,}53$) [4, 15]:

$$Q = \mu f \sqrt{2\rho\Delta P}\,,$$

где μ – коэффициент расхода; f – площадь проходного сечения, мм^2; ΔP – перепад давлений газа в цилиндре в кольцевом уплотнении, МПа; ρ – плотность воздуха, кг /м^3 .

Количество воздуха ΔG (в килограммах), проходящего через сечение μf за период времени, соответствующий шагу расчета Δφ, рассчитывается по формуле

$$\Delta G = Q\frac{\Delta\varphi}{6n}\,.$$

На рис.3 показан график изменения давления внутри цилиндра от угла поворота коленчатого вала, полученный в результате моделирования. На графике прослеживается изменение давления внутри цилиндра по углу поворота коленчатого вала. Здесь можно выделить характерные точки оценки состояния цилиндропоршневой группы:

1) давление P_1 на впуске характеризует герметичность впускного тракта и состояние гильзы цилиндра;

2) давление P_2 соответствует положению поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) цилиндра, характеризует его герметичность и состояние клапанов;

3) давление P_3 ниже атмосферного, характеризует состояние поршневых колец и клапанов.

Моделируется оно изменением площади проходного сечения f. При движении поршня к верхней мертвой точке на такте сжатия часть воздушного заряда уходит в поддон картера через кольцевые неплотности, поэтому на такте расширения за счет этой утечки создается кратковременное разрежение до момента открытия выпускного клапана. Это разрежение и показывает, насколько поршневые кольца хорошо уплотняют надпоршневое пространство.

DOI *10.18454/PMI.2016.6.839*

Заключение. Таким образом, выполненное моделирование процессов энергопреобразования дизеля на основе базовой математической модели поршневых двигателей внутреннего сгорания дополнено динамикой изменения крутящего момента с учетом текущих значений внутрицилиндровых процессов при различных, в том числе нулевых, подачах топлива. Для учета механических потерь при определении крутящего момента базовая программа моделирования была дополнена вычислениями сил трения и насосных ходов. С целью определения индикаторной диаграммы неработающего цилиндра предусмотрен переход на режим нулевой подачи топлива и исключение из расчета процесса сгорания топлива. Результаты моделирования подтверждаются удовлетворительной сходимостью с полученными графиками и осциллограммами при диагностировании дизеля и составляют не более 10 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Афанасьев А.С.* Диагностирование военной автомобильной техники / А.С.Афанасьев, А.Н.Крайнов, Ю.В.Михалев / ВА МТО. СПб, 2013. С. 8-13.

2. *Афанасьев А.С.* Методика диагностирования дизелей по временным параметрам рабочего цикла / А.С.Афанасьев, А.А.Третьяков // Записки Горного института. 2015. Т. 214. С. 51-56.

3. *Афанасьев А.С.* Влияние режимов использования дизеля на дымность отработавших газов / А.С.Афанасьев, Р.Т.Хакимов, С.М.Загорский // Технико-технологические проблемы сервиса. 2014. № 2 (28). С. 56-58.

4. *Абрамов В.Н.* Способ диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания / В.Н.Абрамов, В.Э.Шалимов // Мир транспорта и технологических машин. 2012. № 4. С. 29-36.

5. *Аринин И.Н.* Диагностирование технического состояния автомобиля. М.: Транспорт, 1978. 176 с.

6. *Бурячко В.Р.* Транспортная энергетика / В.Р.Бурячко, Ю.В.Михалев, А.С.Афанасьев / ВА МТО. СПб, 2014. 240 с.

7. *Бурячко В.Р.* Теоретические основы эффективности энергопреобразования в поршневых двигателях / В.Р.Бурячко, С.В.Мась, Р.М.Хабиров / ВАТТ. СПб, 1993. 158 с.

8. *Ждановский Н.С.* Диагностика автотракторных двигателей. Л.: Колос, 1977. 247 с.

9. *Калявин В.П.* Надежность и диагностика автомототранспортных средств / В.П.Калявин, Н.А.Давыдов. СПб: Элмор, 2014. С. 114-117.

10. *Мигаль В.Д.* Методы технической диагностики автомобилей / В.Д.Мигаль, В.П.Мигаль. М.: Издательский дом «Форум», 2016. 216 с.

11. *Поляков В.А.* Основы технической диагностики. М.: ИНФРА-М, 2016. 118 с.

12. Системы управления дизельными двигателями / Пер. с нем. М.: Изд-во «За рулем», 2004. 480 с.

13. Современные системы впрыска топлива дизельных двигателей / Под ред. К.Райфа; Пер. с нем. М.: Изд-во «За рулем», 2013. С. 100-108.

14. *Хернер А.* Автомобильная электрика и электроника / А.Хернер, Х-Ю.Риль. Пер. с нем. М.: Изд-во «За рулем», 2013. 624 с.

15. *Шалимов В.Э.* Способ диагностирования цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания индицированием внутрицилиндрового давления / В.Э.Шалимов, А.И.Дворцов // Грузовик. 2013. № 9. С. 9-12.

***Авторы*: А.С.Афанасьев**, *канд. воен. наук*, *профессор*, *a.s.afanasev@mail.ru* (*Санкт-Петербургский горный университет*, *Санкт-Петербург*, *Россия*), **А.А.Третьяков**, *канд. техн. наук*, *доцент*, *alextre@inbox.ru* (*Военная академия материально-технического обеспечения*, *Санкт-Петербург*, *Россия*).

Статья принята к публикации 01.08.2016.