

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ ДЛЯ УСЛОВИЙ ПУСКА ДИЗЕЛЯ СЖАТЫМ ВОЗДУХОМ

В.В. Шишков, Д.Р. Бакиев

Применительно к условиям пуска сжатым воздухом разработана расчетная модель внутрицилиндровых процессов дизеля, отражающая количественные изменения параметров состояния рабочего тела в течение рабочего цикла. Модель позволяет установить влияние условий пуска сжатым воздухом на индикаторные показатели рабочего цикла и осуществить целенаправленный выбор параметров системы воздушного пуска.

Ключевые слова: пуск дизеля; сжатый воздух; рабочий цикл; индикаторные показатели.

Повышение эффективности пуска дизеля сжатым воздухом подразумевает сокращение времени пуска, достигаемое при ограниченных расходах пускового воздуха. Важное качество системы воздушного пуска (СВП) состоит в том, что мощность СВП практически не зависит от температуры окружающей среды. Это свойство СВП позволяет достигать высоких частот прокручивания коленчатого вала при низких температурах (электростартерная система пуска (ЭСП) характеризуется существенным падением мощности при понижении температуры электролита в аккумуляторных батареях). Однако, для СВП характерно понижение температуры воздуха при его расширении в элементах СВП. Понижение температуры продолжается и в цилиндре, уменьшается средняя по объему температура внутрицилиндрового заряда, охлаждаются стенки камеры сгорания, ухудшаются условия для самовоспламенения впрыскиваемого в цилиндр топлива.

В разработанной расчетной модели комплексно учитывается влияние на параметры рабочего тела свойств впускного заряда, массовых потерь рабочего тела из цилиндра через неплотности цилиндро-поршневой группы (ЦПГ), явлений теплообмена, неравномерности вращения коленчатого вала, подачи сжатого воздуха. Расчетная модель базируется на уравнениях объемного баланса, применяемых для моделирования рабочего цикла ДВС [1]. Уравнения объемного баланса получены при допущении изобарного характера частных изменений объема вследствие входа в цилиндры и выхода из него газа, а также вследствие теплообмена в интервале элементарного шага расчета по времени $d\tau$. Адиабатическое изменение объема газа предполагается происходящим со всем объемом газа, содержащимся в цилиндре после всех предыдущих процессов.

Изменение давления в цилиндре в течение рабочего цикла описывается уравнением:

$$dp = \frac{kp}{V} (\partial_{ss}V + \partial_{bb}V + \partial_{sb}V + \partial_{bs}V + \partial_QV + \partial_{yt}V + \partial_{вп}V - dV). \quad (1)$$

В записанном выражении k – показатель адиабаты; p – текущее давление в цилиндре; $\partial_{ss}V$, $\partial_{bb}V$, $\partial_{sb}V$, $\partial_{bs}V$ – частные изменения объема вследствие газообменных процессов; ∂_QV , $\partial_{yt}V$, $\partial_{вп}V$ – частные изменения объема вследствие теплообменных процессов в цилиндре, массовых потерь рабочего тела из цилиндра через неплотности ЦПГ, подачи сжатого воздуха из СВП; dV – изменение объема цилиндра за шаг расчета вследствие перемещения поршня; V – текущий объем цилиндра.

В расчетной модели принято, что газ, выходящий из цилиндра, имеет температуру равную средней температуре газа в цилиндре. В этом случае уравнение для определения средней температуры газа в цилиндре имеет вид

$$dT = \frac{T}{V} \left[\frac{(k-1)Vdp}{kp} + \left(1 - \frac{T}{T_{ss}}\right) \partial_{ss}V + \left(1 - \frac{T}{T_{sb}}\right) \partial_{sb}V + \left(1 - \frac{T}{T'_{вп}}\right) \partial_{вп}V + \partial_QV \right], \quad (2)$$

где T_{ss} , T_{sb} , $T'_{вп}$ – температуры газов, вошедших в цилиндр через впускной, выпускной и пусковой клапаны.

Частное изменение объема вследствие теплообмена с внутрицилиндровой поверхностью:

$$\partial_QV = \frac{RdQ}{pC_p}, \quad (3)$$

где R – универсальная газовая постоянная; C_p – теплоемкость внутрицилиндровых газов при постоянном давлении.

Элементарное количество теплоты, подведенной к рабочему телу:

$$dQ = \alpha F_w (T_w - T) d\tau, \quad (4)$$

где F_w – площадь поверхности теплообмена; T_w – средняя температура поверхности теплообмена.

Для расчета коэффициента теплоотдачи α использовано уравнение Вошни [2].

Температура воздуха, вошедшего в цилиндр из системы воздухопуска после расширения до давления в цилиндре, при адиабатическом истечении:

$$T'_{\text{ВП}} = T_{\text{ВП}} \left(\frac{p}{p_{\text{ВП}}} \right)^{\frac{k_{\text{ВП}} - 1}{k_{\text{ВП}}}}, \quad (5)$$

здесь $T_{\text{ВП}}$, $p_{\text{ВП}}$, $k_{\text{ВП}}$ – температура, давление и показатель адиабаты воздуха в пусковом клапане.

В результате «дроссель-эффекта» происходит понижение температуры воздуха в элементах системы воздухопуска. Известна методика расчета температуры воздуха при его расширении в элементах системы воздухопуска [3]. Рекомендации, приведенные в указанной статье, учитывались при задании численных значений температуры воздуха в пусковом клапане.

При определении потерь рабочего тела из цилиндра через неплотности ЦПГ необходимо учитывать не только изменение давления в цилиндре, скорость вращения коленчатого вала, диаметр цилиндра, число компрессионных колец, как это реализовано в эмпирических зависимостях для определения потерь заряда через кольца [4], но и изменение давления в заколочных объемах. Изменение давления в заколочных объемах происходит с фазовым смещением относительно давления в цилиндре. Величина фазового смещения определяется частотой вращения коленчатого вала. При понижении частоты вращения коленчатого вала фазовое смещение давлений уменьшается. Для пусковых частот прокручивания принято допущение о постоянстве давления и температуры в заколочном объеме на элементарном шаге расчета. Приняты также допущения об отсутствии теплообмена в заколочных объемах и о равенстве температур газа во всех заколочных объемах. Эффективные проходные сечения зазоров всех компрессионных колец полагаем равными и не зависящими от положения поршня. Для названных условий несомненным является то, что на элементарном шаге расчета расходы газа через каждый кольцевой зазор будут равны, а, следовательно, равны и скорости истечения. Совместным решением уравнений скорости истечения для каждого кольцевого зазора получены соотношения давлений в заколочных объемах, в частности,

давление в первом заколочном объеме определяется давлением в цилиндре p и давлением картерных газов $p_{кг}$ по зависимостям: для двух компрессионных колец $p_1 = \sqrt{p_{кг} p}$; для трех компрессионных колец $p_1 = \sqrt[3]{p_{кг} p^2}$.

Такой вариант определения утечек заряда предполагает некоторую погрешность расчета, обусловленную фазовым смещением давлений, однако следует отметить, что по мере снижения пусковой частоты вращения, когда утечки увеличиваются, фазовое смещение давлений уменьшается, а при увеличении частоты вращения, когда увеличивается фазовое смещение давлений, абсолютная величина утечек уменьшается, поэтому погрешность расчета мало зависит от изменения пусковой частоты вращения. Для снижения погрешностей расчета алгоритм программы предусматривает задание в исходных данных величины фазового смещения давлений, которая является функцией частоты прокручивания коленчатого вала. Приведенные выше подходы к решению поставленной задачи позволяют оценивать влияние числа компрессионных колец на параметры рабочего тела при пуске дизеля сжатым воздухом.

Применительно к дизелю размерности 13/15 выполнены сравнительные расчеты внутрицилиндровых параметров рабочего цикла с подачей сжатого воздуха (на рис. 1 и 2 изменение параметров отражено пунктирными линиями) и без подачи сжатого воздуха (на рис. 1 и 2 изменение параметров отражено сплошными линиями). Расчетный режим характеризуется следующими параметрами: геометрическая степень сжатия 14; частота прокручивания коленчатого вала 150 мин⁻¹; температура окружающей среды 263 К; давление сжатого воздуха в пусковом клапане 2,5 МПа; геометрическое начало подачи сжатого воздуха 360 град. ПКВ; продолжительность подачи сжатого воздуха по углу поворота коленчатого вала 65 градусов; эффективное проходное сечение пускового клапана 40 мм²; начальный натяг пружины пускового клапана 5 Н.

В рассматриваемых циклах максимум давления и температуры достигается за несколько градусов до верхней мертвой точки, это вызвано массовыми потерями рабочего тела через неплотности ЦПГ и отводом теплоты в стенки.

Действительный угол начала подачи сжатого воздуха в цилиндр не совпадает с геометрическим и составляет 370 градусов. При небольших перепадах давлений в пусковом клапане и цилиндре (с учетом натяга пружины клапана) клапан периодически закрывается. Можно наблюдать характерный участок постоянного давления после начала подачи сжатого воздуха (см. рис. 1). При дальнейшем перемещении поршня и увеличении текущего объема цилиндра давление в цилиндре начинает снижаться. В момент прекращения подачи сжатого воздуха (425 град. ПКВ) на кривой давления виден характерный излом. В цикле без подачи сжатого воздуха давление в конце расширения по-

нижается до уровня ниже атмосферного, а после открытия выпускного клапана (480 град. ПКВ) увеличивается до атмосферного. На соответствующей кривой (см. рис. 2) на участке после открытия выпускного клапана наблюдается увеличение температуры.

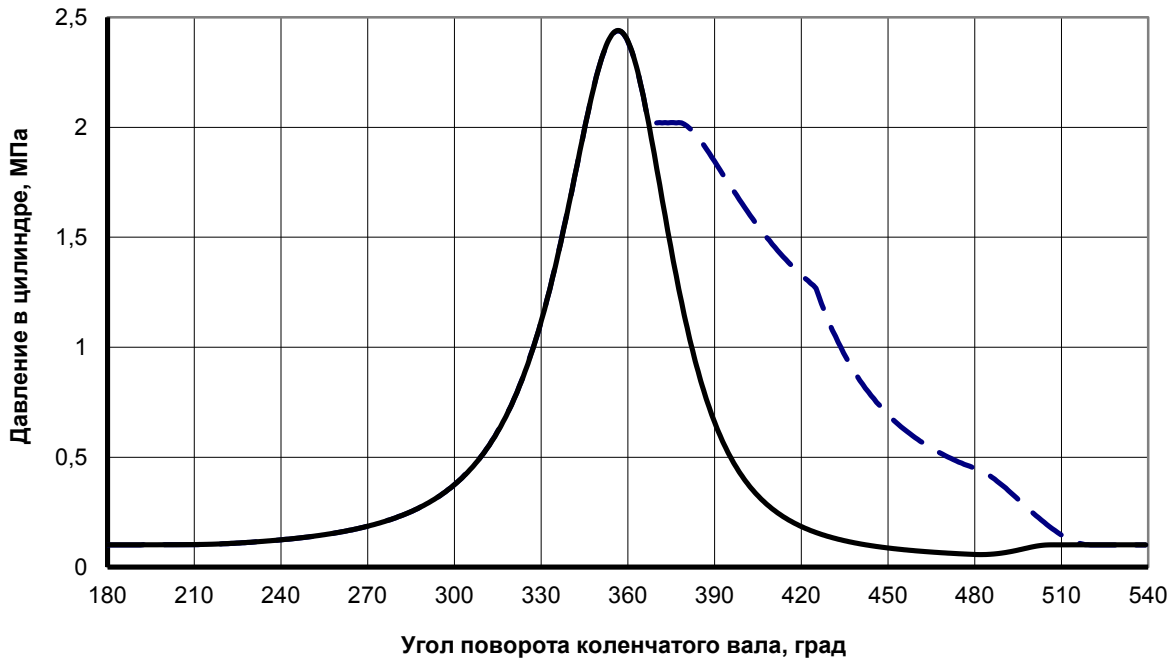


Рис. 1. Изменение давления в цилиндре в период рабочих ходов

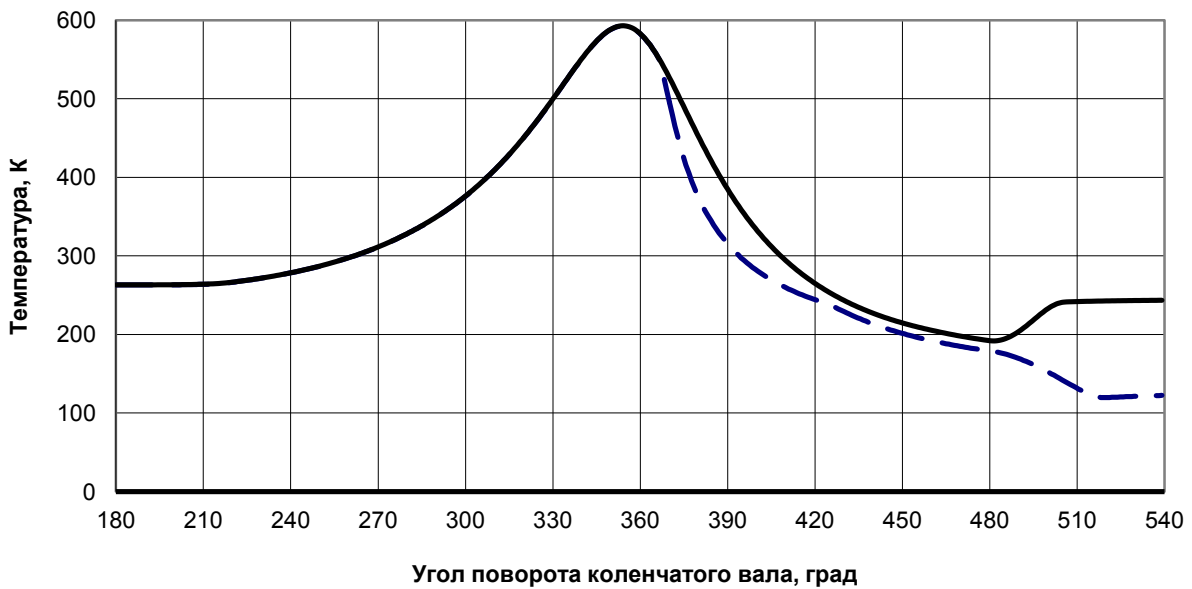


Рис. 2. Изменение средней температуры внутрицилиндрового заряда

В цикле с подачей сжатого воздуха давление в конце расширения существенно превышает атмосферное и после открытия выпускного клапана происходит интенсивное снижение давления. В момент начала подачи сжатого воздуха средняя температура в цилиндре начинает интенсивно снижаться. Можно наблюдать также интенсивное снижение температуры, совпадающее со снижением давления в цилиндре на интервале после открытия выпускного клапана.

Результаты моделирования внутрицилиндровых процессов при пуске дизеля сжатым воздухом служат основой для определения индикаторных показателей (индикаторной работы цикла, индикаторной мощности), а также мощности системы воздушного пуска. Особенности расчета названных параметров отражены в работе [5].

Расчетная модель внутрицилиндровых процессов дизеля в условиях пуска сжатым воздухом учитывает утечки заряда из цилиндра через неплотности ЦПГ, внутрицилиндровые теплообменные процессы и позволяет установить влияние параметров подачи сжатого воздуха на мощность системы воздушного пуска, и посредством этого осуществить целенаправленный выбор мероприятий повышающих эффективность запуска дизеля.

Библиографический список

1. Глаголев, Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания / Н.М. Глаголев. – М.: Машгиз, 1950. – 478 с.
2. Woshni G.A. Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine // SAE Paper. 1967. № 670931. – 12 p.
3. Кадышевич, Е.Х. Исследование работы системы воздушного пуска быстроходного дизеля / Е.Х. Кадышевич, М.А. Миселев, А.К. Костин, Л.И. Михайлов // Двигателестроение. – 1980. – № 4. – С. 36–39.
4. Шароглазов, Б.А. Расчетная модель процесса пуска дизеля с электрофакельным подогревателем впускного воздуха / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: Тематический сборник научных трудов. – Челябинск: ЧПИ, 1987. – С. 3–9.
5. Шишков, В.В. Повышение эффективности пуска дизеля сжатым воздухом / В.В. Шишков // Наука ЮУрГУ. Секции технических наук: материалы 65-ой научной конференции. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ 2013. – С. 3–6.

[К содержанию](#)