

Литература

1. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472с.
2. Андерсен Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен (в двух томах). М.: Изд-во «Мир», Т.1. 1990. 384 с. Т.2. 1990. 392 с.
3. FIRE. Users Manual Version 2009. AVL List GmbH Graz, Austria, 2010.
4. Popovac M., Hanjalic K. Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flow // Proc. 3rd M.I.T. Conference, Boston, USA, 2005. – pp. 1 – 28.
5. Magnussen B.F., Hjertager V.H. On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. 16-th International Symposium on Combustion. Cambridge, 1976. P. 719-729.

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЁМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИЛОВОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Васильев А.В., (Волгоградский государственный технический университет);
Дивинский Е.А. (Волгоградский филиал ООО «ГСКБ по гусеничным и колёсным машинам»)

В данной статье приведены результаты экспериментальных и расчётных исследований, направленных на повышение экономичности дизеля для промышленного трактора путём использования силовой газовой турбины (СТ), установленной после турбин турбокомпрессоров (ТКР) по ходу газов.

Экспериментальное исследование дизеля 8ЧВН 15/16 осуществлялось с использованием имитаторов СТ, представляющих собой поворотные заслонки, установленные в двух выпускных трассах за турбинами ТКР. Эксперимент проведен методом снятия регулировочных характеристик с изменением противодавления p_r за турбинами ТКР для трёх частот вращения коленчатого вала: 1500, 1700, 1850 мин^{-1} , соответствующих частотному диапазону основных режимов работы дизеля на промышленном тракторе Т-330. Измерения выполнялись для трёх значений цикловой подачи топлива: 50%, 75% и 100% от номинальной. Величина номинальной приведенной мощности устанавливалась равной $N_e = 305 \pm 2$ кВт. Эксперимент проведен для двух значений минимального проходного сечения турбины ТКР: $F_{T0} = 25 \text{ см}^2$ и $F_{T0} = 22 \text{ см}^2$. Максимальные значения противодавления (избыточного) составили 0,042 МПа и выбраны из условия ограничения по температуре характерных точек головки цилиндра: межклапанной перемычки (598°К) и клапанно-форсуночной перемычки (613°К).

Для каждого режима выполнялось индицирование высоких и низких давлений в цилиндре, измерение значений давления во впускном канале головки цилиндра и выпускном коллекторе, а также перемещения впускных и выпускных клапанов с помощью цифрового анализатора и датчиков фирмы AVL. При этом на каждом режиме рассчитывались среднее индикаторное давление p_i и среднее давление насосных ходов $p_{нх}$.

В ходе эксперимента получены следующие количественные зависимости. При повышении противодавления на выпуске падают показатели системы воздухо-снабжения: давление наддува p_k (рис. 1), расход воздуха G_v , коэффициент избытка воздуха α , коэффициент наполнения η_v .

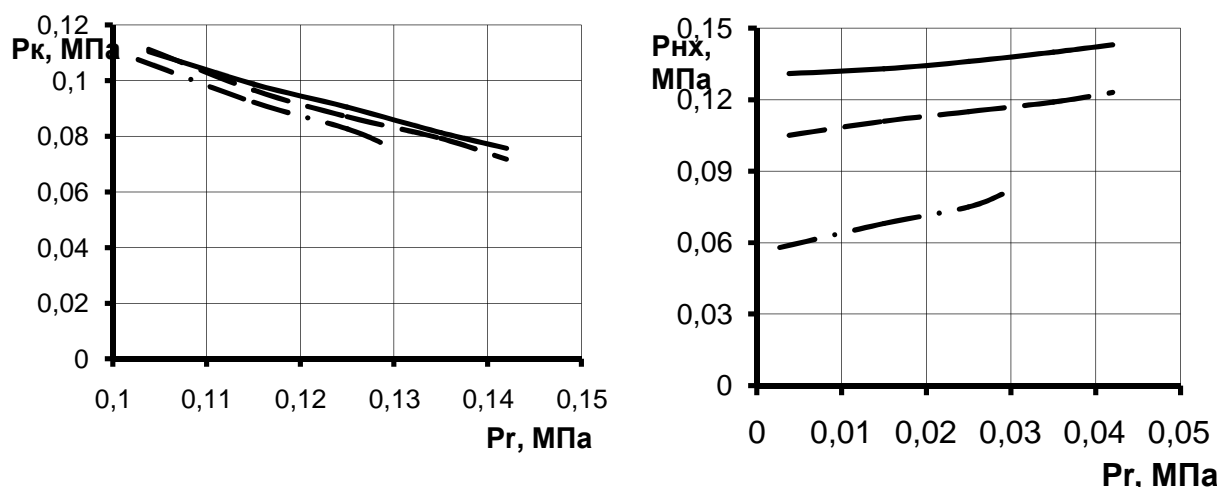


Рис. 1. Зависимость давления наддува (избыточного) p_k и среднего давления насосных потерь $p_{нк}$ от избыточного противодавления на выпуске p_r при полной подаче топлива: штрих-пунктирная линия - $n=1500 \text{ мин}^{-1}$; пунктирная линия - $n=1700 \text{ мин}^{-1}$; сплошная линия - $n=1850 \text{ мин}^{-1}$

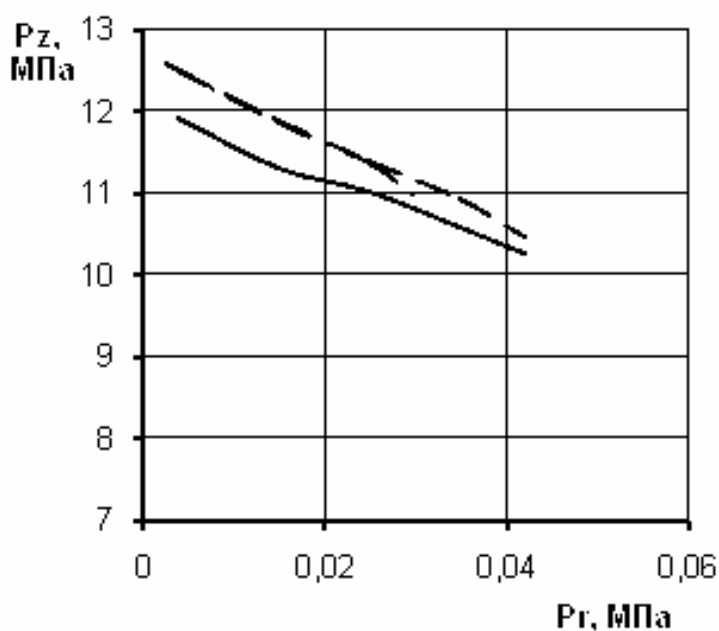


Рис. 2. Зависимость максимального давления сгорания от избыточного противодавления на выпуске: штрих-пунктирная линия - $n=1500 \text{ мин}^{-1}$; пунктирная линия - $n=1700 \text{ мин}^{-1}$; сплошная линия - $n=1850 \text{ мин}^{-1}$

Снижаются также индикаторный КПД η_i и среднее индикаторное давление p_i , повышается теплонапряжённость деталей дизеля, растут среднее давление насосных потерь $p_{нк}$ (рис. 1) и удельный эффективный расход топлива двигателя g_e . Кроме того, при повышении противодавления на выпуске уменьшается максимальное давление сгорания p_z (рис. 2).

С целью исследования протекания процессов газообмена в период перекрытия клапанов сняты диаграммы перемещений впускных и выпускных клапанов были совмещены с диаграммами давлений в цилиндре, во впускном канале головки цилиндра и выпускном коллекторе на тактах выпуска и впуска. При этом выявлено, что с повышением противодавления на выпуске увеличиваются перепады давления, обуславливающие возможность обратных течений в период перекрытия фаз открытия впускного и выпускного клапанов, который составляет 35° угла поворота коленчатого вала. Например, перепад давления между цилиндром и впускным каналом при $n=1850 \text{ мин}^{-1}$ при противодавлении $p_r=0,042 \text{ МПа}$ составляет $0,11 \text{ МПа}$ в момент нахождения поршня в верхней мёртвой точке.

По результатам замеров параметров отработавших газов на выходе из турбин ТКР рассчитывалась предполагаемая мощность СТ с учётом её КПД, а также мощность, передаваемая потребителю, с учётом КПД соответствующего редуктора.

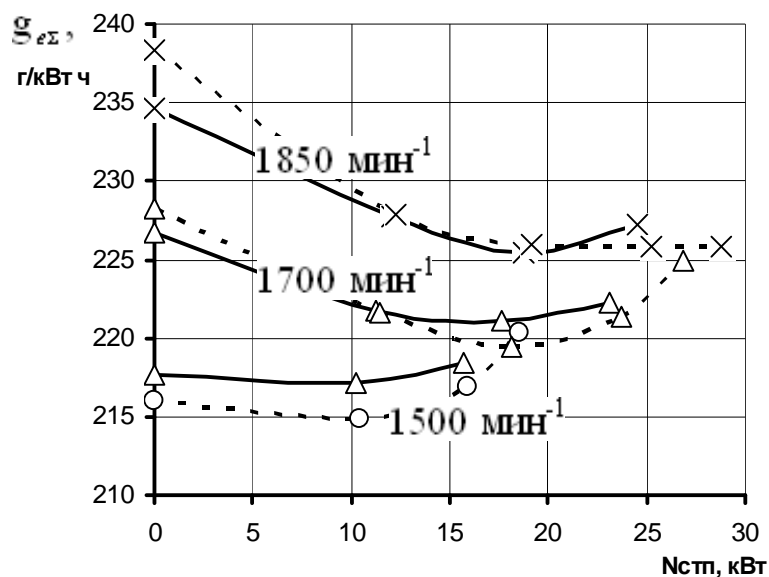


Рис. 3. Суммарный удельный эффективный расход топлива $g_{\epsilon\Sigma}$ турбокомпаундного дизеля при полной нагрузке в зависимости от мощности силовой турбины при значениях её КПД 0,8 и КПД редуктора 0,95 для двух значений минимального проходного сечения турбины ТКР: $F_{T0}=25\text{см}^2$ (сплошные линии), $F_{T0}=22\text{см}^2$ (пунктирные линии)

Расчет параметров рабочего тела в цилиндрах двигателя и других элементах его газоздушного тракта осуществлялся на основе гипотезы квазистационарности. В разработанной математической модели учтена возможность забросов продуктов сгорания из цилиндра во впускной коллектор и из выпускных коллекторов в цилиндры, что оказывает влияние на коэффициенты наполнения и избытка воздуха. Это особенно важно для работы дизелей с СТ при повышенном противодавлении на выпуске из турбины ТКР, так как давление на впуске в цилиндр может оказаться меньше, чем на выпуске из него.

Для расчета параметров газообмена принято, что течение через клапанную щель квазистационарно, энергоизолировано и происходит из той полости (цилиндр, трубопровод), в которой давление больше. Предусмотрена возможность использования гипотезы возвращения в цилиндре газа, поступившего отсюда во впускной канал в ходе кратковременного обратного течения. В каждый момент времени в цилиндре двигателя в течение всего цикла определяется состав газа, что необходимо для расчета его газовой постоянной и теплоемкостей, последующей оценки качества процесса газообмена, а также определения индикаторных показателей двигателя.

При расчете турбокомпрессоров в рамках данной модели выполнялся расчет массо- и энергообмена в сопряженных элементах, определялся баланс мощностей турбин и компрессоров. При этом использовались стандартные экспериментальные характеристики турбины и компрессора. Для расчета мощности СТ в рамках

Из графика на рис. 3 видно, что выигрыш от применения СТ зависит как от частоты вращения, так и от минимального проходного сечения турбины ТКР. Наибольший эффект до 7...9 г/(кВт·ч) достигается при частоте вращения 1850 мин⁻¹, при 1700 мин⁻¹ – до 5...7 г/(кВт·ч). При 1500 мин⁻¹ эффект незначителен, даже при высоких КПД СТ и редуктора. Необходимо отметить наличие минимумов $g_{\epsilon\Sigma}$ в диапазоне $N_{СТП}=15...20$ кВт.

Математическое моделирование рабочего процесса двигателя осуществлялось на основе обобщенного численного метода [1], доработанного авторами для случая нали-

данной модели использованы обобщенные характеристики, разработанные в МАДИ [2]. Они позволяют с достаточной степенью достоверности определить характеристики турбин конкретных конструкций.

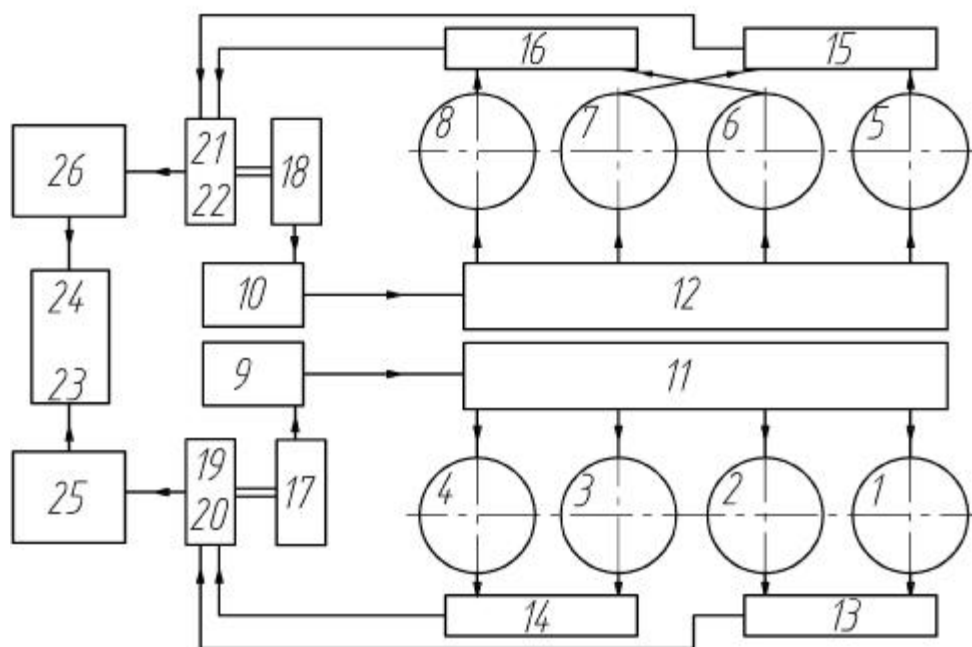


Рис. 4. Квази-стационарная расчётная схема газоздушного тракта двигателя 8ЧВН15/16 с СТ

Расчетная схема исследуемого дизеля воздушного охлаждения представлена на рис. 4. Здесь элементы с первого по восьмой соответствуют цилиндрам, девятый и десятый - охладителю наддувочного воздуха, одиннадцатый и двенадцатый - впускным коллекторам, с тринадцатого по шестнадцатый - выпускным коллекторам, семнадцатый и восемнадцатый - каналам компрессоров в составе турбокомпрессоров, с девятнадцатого по двадцать второй - каналам турбин в составе турбокомпрессоров, двадцать третий и двадцать четвертый - каналам силовой турбины, двадцать пятый и двадцать шестой - коллекторам.

На основании хорошего совпадения расчетных и экспериментальных данных был сделан вывод об адекватности представленной математической модели. При этом сравнение осуществлялось для одинаковых в расчёте и эксперименте значений противодавления на выпуске из турбины ТКР, которое, главным образом, определяет мощность СТ. В расчётах противодавление создавалось изменением минимального проходного сечения СТ.

Целью расчётного анализа с использованием данной математической модели явилось комплексное исследование влияния параметров дизеля, таких, как фазы газораспределения и характеристики турбин ТКР, а также параметров СТ, на экономичность турбокомпаундного дизеля. В результате были выработаны рекомендации по оптимальному выбору значений этих параметров.

Литература:

1. Григорьев Е.А., Васильев А.В. Математическое моделирование рабочего процесса двигателя 8ЧВН15/16 с целью оптимизации фаз газораспределения и законов движения клапанов // Наземные транспортные системы: Межвуз. сб. науч. тр. / ВолгГТУ. - Волгоград, 2000. - С. 7 - 12.

2. Синявский В.В. Упрощенная методика и некоторые результаты расчета совместной работы автомобильного дизеля с турбокомпрессором // Рабочие процес-

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ПОТОКА И РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА ВЫПУСКА В ПОРШНЕВОМ ДВС

Жилкин Б.П., Плотников Л.В. (ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»)

Сведения о динамике изменения скорости потока и расходных характеристиках в выпускной системе поршневого ДВС в реальных условиях (пульсирующий поток) весьма ограничены. Основными целями представляемой работы было получение дополнительных данных о свойствах процесса выпуска поршневого двигателя, поиск факторов наиболее сильно влияющих на газодинамику и расход в выпускной системе двигателя, а также определение направления поиска способов лучшей очистки цилиндра от отработавших газов.

Для экспериментального исследования использовалась натурная установка размерности 8,2/7,1 (рис. 1), механизм газораспределения которой заимствован от двигателя автомобиля ВАЗ-11113 (ВАЗ-ОКА). Фазы газораспределения и подъем клапанов установки соответствовали таковым для двигателя ВАЗ-ОКА. Привод распределительного вала осуществлялся через ременную передачу с помощью асинхронного электродвигателя 11, частота вращения которого регулировалась преобразователем частоты Altivar 31 фирмы Shneider Electric в диапазоне $n = 300 - 1500 \text{ мин}^{-1}$ (с точностью $\pm 0,1 \%$), что соответствует частоте вращения коленчатого вала от 600 до 3000 мин^{-1} .

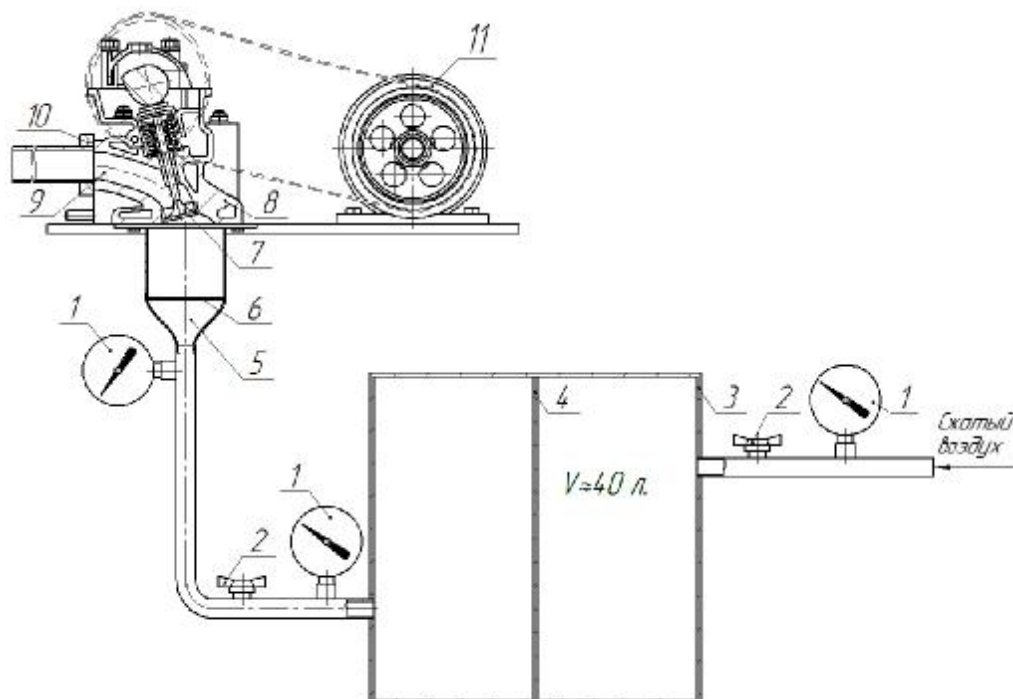


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – манометр; 2 – кран; 3 – бак-ресивер; 4 –выравнивающая решетка; 5 – цилиндр - дутьевая камера; 6 – хоней-комб; 7 – выпускной клапан; 8 – головка цилиндров; 9 – выпускной канал в головке цилиндров; 10 – опытная выпускная труба; 11 – асинхронный электродвигатель