

СНИЖЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ПОТОКА ВО ВПУСКНОЙ СИСТЕМЕ ПОРШНЕВОГО ДВС С НАДДУВОМ

*Д.С. Шестаков, ст. преп., Л.В. Плотников, к.т.н., доц.,
Б.П. Жилкин, д-р. физ.-мат.н., проф., Н.И. Григорьев, асп.
Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина*

Представлены результаты экспериментальных исследований процессов газодинамики и теплообмена во впускной системе поршневого ДВС с наддувом. Исследования проводились на натурной одноцилиндровой модели двигателя с наддувом. Получены мгновенные значения скорости, статического давления и локального коэффициента теплоотдачи во впускном канале поршневого ДВС, работающего на разных скоростных режимах. Предложен способ снижения пульсаций потока во впускной системе за счет сброса избыточного воздуха после турбокомпрессора. Показано, что стабилизация потока во впускной системе поршневого ДВС позволит уменьшить различие в работе цилиндров многоцилиндрового дизеля, снизить уровень шума, повысить моторесурс двигателя в целом, а также увеличить КПД компрессора.

Одна из основных тенденций развития современных двигателей внутреннего сгорания — повышение их мощности и экономичности без существенного увеличения габаритов и массы двигателей. Возможным решением этой задачи является форсирование двигателя турбонаддувом. В настоящее время практически все высокофорсированные двигатели оборудуются системой наддува того или иного типа. Исследованию, оценке и оптимизации газоздушных трактов двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с наддувом посвящены труды многих авторов [1–4]. Однако эти исследования проводились в основном экспериментальными методами в статическом режиме. Вместе с тем изучение процесса в динамике [5] показало существенное различие в аэродинамических и теплообменных характеристиках потока во впускной системе атмосферных ДВС и двигателях с наддувом. Поэтому одной из актуальных задач двигателестроения является дальнейшее изучение газодинамических и теплообменных характеристик во впускном тракте ДВС с наддувом, а также совершенствование этого процесса.

Для исследования газодинамики и теплообмена процессов впуска при наддуве поршневого ДВС была спроектирована и изготовлена эксперимен-

тальная установка, которая представляет собой натурную модель одноцилиндрового двигателя с наддувом размерности 8,2/7,1. Коленчатый вал установки приводится во вращение асинхронным двигателем, частота вращения которого регулируется преобразователем частоты в диапазоне от 600 до 3000 об/мин с точностью $\pm 0,1$ %. Фазы газораспределения и подъем клапанов соответствуют штатным регулировкам двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА. Наддув осуществляется турбокомпрессором размерности ТКР6, турбина которого приводится во вращение сжатым воздухом из заводской магистрали. Более подробно экспериментальная установка описана в [5].

Для регистрации параметров нестационарного потока создана автоматизированная система сбора данных на базе аналого-цифрового преобразователя (АЦП) фирмы L-Card. В ней для определения средней по сечению скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x использовался термоанемометр постоянной температуры оригинальной конструкции [6], содержащей блок защиты нити от перегрева. Чувствительным элементом датчиков термоанемометра в обоих случаях была нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Отличие состояло в том, что для измерения скорости потока воздуха использовался зонд со свободной нитью, размещенной по оси впускного канала, тогда как для определения α_x применялся датчик с нитью, лежащей на фторопластовой подложке, закрепленной на внутренней стенке впускного трубопровода. Систематическая ошибка измерения w_x составила 5,4 %, а локального коэффициента теплоотдачи — 10 %. Измерение частоты вращения и индикация прохождения поршнем ВМТ и НМТ производится тахометром, состоящим из закрепленного на валу зубчатого диска и индуктивного датчика, установленного на опорной плите. Для измерения частоты вращения ротора турбокомпрессора используется цифровой бесконтактный тахометр. Давление наддува регистрируется датчиком давления фирмы WIKA модели S-10 с верхним пределом измерений до 2,5 бар, с погрешностью 0,5 %. Сигналы всех датчиков (кроме цифрового тахометра) поступа-

ют в АЦП и далее передаются в персональный компьютер для дальнейшей обработки.

Датчики термоанемометра и давления установлены в измерительный канал длиной 250 мм и внутренним диаметром 32 мм, который присоединен к впускной трубе длиной 150 мм того же диаметра, закрепленной на головке цилиндра экспериментальной установки.

Изменение давления p_x и скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ при постоянной частоте вращения ротора ТК n_{TK} и различных частотах вращения коленчатого вала двигателя n показаны на рис. 1. Было установлено, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала ДВС, при постоянной частоте вращения ротора турбокомпрессора максимальные значения давления и скорости потока воздуха возрастают. При этом во впускном трубопроводе были зафиксированы существенные пульсации скорости и давления в течение всего рабочего цикла двигателя. С ростом частоты вращения ротора турбокомпрессора происходит уменьшение амплитуды и частоты пульсаций скорости и давления. Следует отметить, что в безнаддувной установке наблюдался противоположный эффект: с ростом частоты вращения коленчатого вала пульсации скорости и давления во впускном трубопроводе увеличивались [7]. При этом на всех режимах работы двигателя и турбокомпрессора в интервале углов ПКВ от 180 до 360 град (период открытого впускного клапана) флуктуации давления значительно уменьшаются по сравнению с периодом работы экспериментальной модели при закрытых клапанах (рис. 1).

Обнаруженные пульсации p_x , наблюдаемые на всех режимах, и особенно проявляющиеся при низких и средних частотах вращения коленчатого вала и ротора ТК, могут приводить: к уменьшению наполнения цилиндра воздухом, к неидентичному наполнению цилиндров в многоцилиндровом двигателе, увеличению уровня шума и уменьшению моторесурса ДВС в целом. Следовательно, необходимо решать проблему стабилизации течения потока воздуха во впускном канале поршневого ДВС.

Анализ опубликованных результатов проведенных исследований позволил

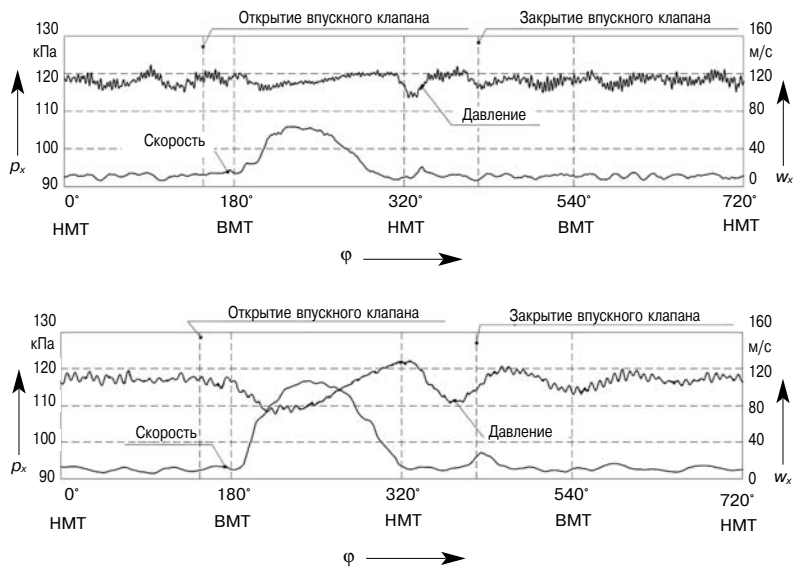


Рис. 1. Изменение локальных значений давления p_x ($l_x = 150$ мм от выходного патрубка ТК) и скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом по углу поворота коленчатого вала двигателя φ при $n_{TK} = 42\,000$ об/мин:

$a - n = 600$ об/мин; $b - n = 1500$ об/мин

сделать вывод о том, что причиной интенсивных пульсаций потока во впускном трубопроводе поршневых ДВС может служить избыточная производительность ТК на некоторых режимах работы двигателя. Таким образом, стабилизация потока воздуха (снижение пульсаций скорости и давления) может быть достигнута сбросом определенной доли воздуха $G^* = G_{вып} / (G_{вып} + G_{двиг})$ из впускного трубопровода, где $G_{вып}$ — средний расход сбрасываемого воздуха; $G_{двиг}$ — расход воздуха, попавшего в цилиндр двигателя. Для этого был использован электромагнитный клапан, позволяющий сбрасывать от 5 до 50 % общего объема воздуха, подаваемого нагнетателем.

Было установлено, что при дозированном сбросе воздуха после ТК пульсации давления и скорости значительно уменьшаются (рис. 2 и 3). Так, при определенной доле сброса воздуха на частоте вращения ротора $n_{TK} = 42\,000$ об/мин и

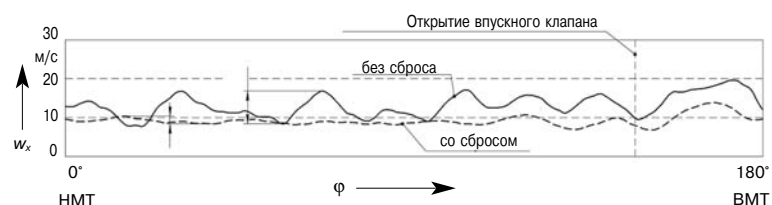


Рис. 2. Изменение локальной ($l_x = 150$ мм) скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом перед открытием впускного клапана без сброса и со сбросом ($G^* = 0,34$) при $n_{TK} = 35\,000$ об/мин и $n = 600$ об/мин

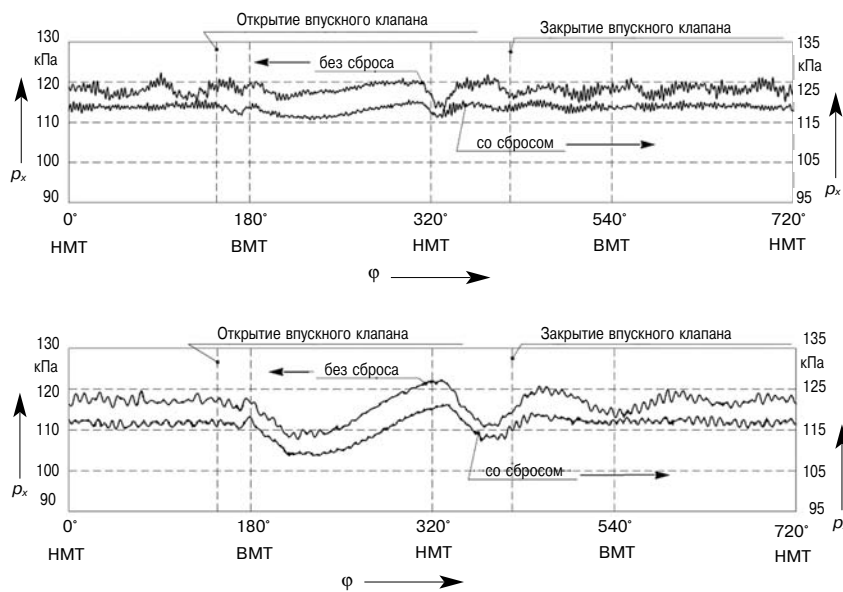


Рис. 3. Сравнение пульсаций локального давления p_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом без сброса и со сбросом воздуха ($G^* = 0,34$) при $n_{TK} = 42\ 000$ об/мин (оси смещены):
 а — $n = 600$ об/мин; б — $n = 1500$ об/мин

средних оборотах коленчатого вала амплитуда пульсаций давления уменьшается в 3 с лишним раза, а при $n = 3000$ об/мин — в 4 с лишним раза (рис. 3).

Следует отметить, что при низких частотах вращения ротора ТК ($n_{TK} = 35\ 000$ об/мин) и $n = 600$ об/мин имеется незначительное падение среднего давления в трубопроводе, оно невелико и составляет 2–3 кПа (то есть не более 1,6 %). Вместе с тем при сбросе общий расход воздуха через компрессор повышается, а частота вращения ротора остается неизменной, поэтому можно утверждать, что на характеристике компрессора рабочая точка смещается по нисходящей ветви вправо, удаляясь от границы помпажа. На средних и высоких частотах вращения ротора ТК усредненное значение давления p_x не изменилось

локальном коэффициенте теплоотдачи α_x в этом канале.

В данной работе было установлено, что во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом в отличие от безнаддувного при всех частотах вращения ротора ТК возрастают как максимальные значения α_x , так и средние его значения (рис. 4). Также установлено, что при наличии наддува по сравнению с атмосферным двигателем максимальное значение коэффициента теплоотдачи во впускном трубопроводе достигается раньше на угол $\Delta\varphi = 100$ град ПКВ при $n = 1500$ об/мин, потепленно снижаясь с ростом частоты вращения ($\Delta\varphi = 40^\circ$ при $n = 3000$ об/мин).

Как и следовало ожидать, во впускном трубопроводе ДВС с наддувом на всех скоростных режимах наблюдаются пульсации локального коэффициента теплоотдачи (рис. 5), значения которых по амплитуде больше, чем в ДВС без наддува. При этом интенсивность колебаний локального коэффициента теплоотдачи с увеличением частоты вращения ротора турбокомпрессора уменьшается, а с ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя α_x увеличивается.

Сравнивая закономерности изменения скорости потока воздуха и локального коэффициента теплоотдачи (рис. 5), можно сделать следующие выводы.

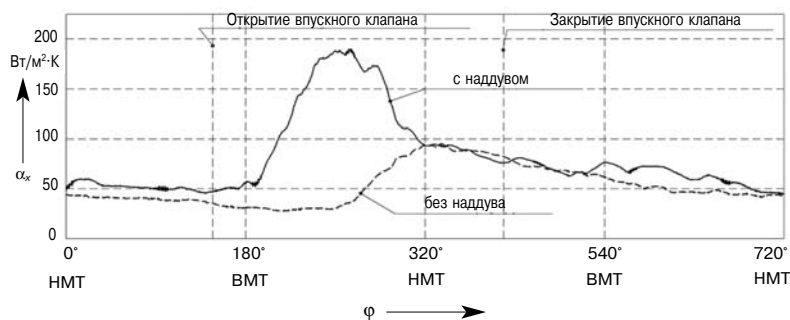


Рис. 4. Зависимость локального ($l_x = 150$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом ($n_{TK} = 35\ 000$ об/мин) и без наддува при $n = 1500$ об/мин

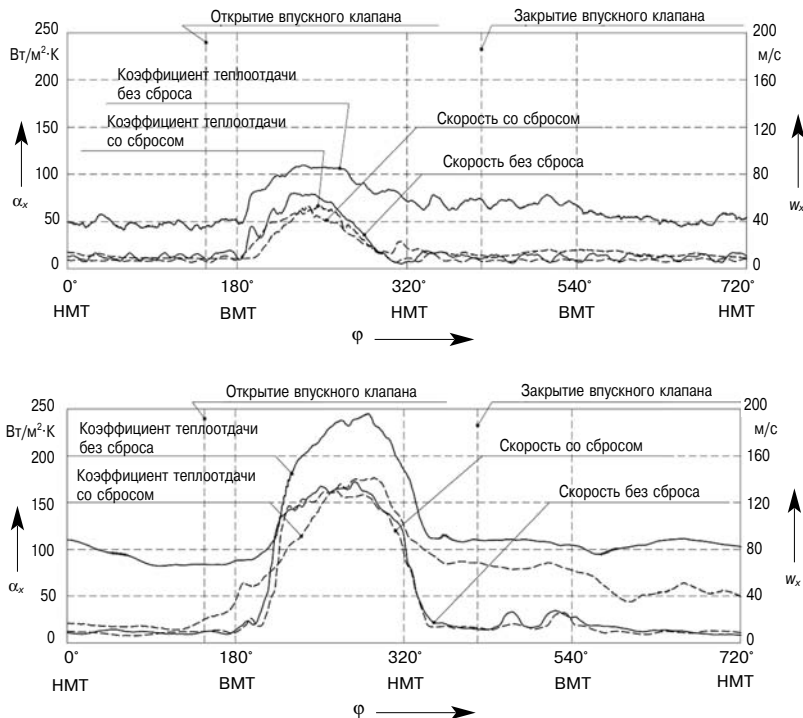


Рис. 5. Сравнение пульсаций локальных значений ($l_x = 150$ мм) скорости потока воздуха w_x и коэффициента теплоотдачи α_x от угла φ во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом при разном сбросе и $n_{TK} = 35\,000$ об/мин:

a — $n = 600$ об/мин, $G^* = 0,34$; *б* — $n = 3000$ об/мин, $G^* = 0,12$

Величина скорости потока при регламентированном сбросе воздуха меняется незначительно. Так, при $n_{TK} = 35\,000$ об/мин и $n = 600$ об/мин максимальная величина скорости потока снизилась примерно на 6 %, тогда как амплитуда колебаний скорости упала примерно в 5 раз (см. рис. 2). При этом можно отметить, что при дозированном сбросе сжатого воздуха существенно снижается уровень локального коэффициента теплоотдачи (до 50 %) во впускном трубопроводе, что характерно для всех режимов работы ТК и двигателя.

Таким образом, было установлено, что при сбросе из впускного трубопровода определенной части сжатого в компрессоре воздуха происходит снижение пульсаций скорости и давления потока, а также уменьшение локального коэффициента теплоотдачи при сохранении массового расхода воздуха, поступающего в двигатель. Достигнутый эффект сглаживания пульсаций во впускном трубопроводе позволят уменьшить различие в работе цилиндров многоцилиндрового дизеля, снизить уровень шума, повысить моторесурс двигателя в целом, а также увеличить КПД ком-

прессора. Для получения максимального эффекта гашения пульсаций были составлены режимные карты, позволяющие определить оптимальную величину G^* в зависимости от n и n_{TK} , а также разработан алгоритм автоматического управления клапаном сброса воздуха, где в качестве контрольного параметра используется среднеквадратичная величина пульсаций давления потока во впускном трубопроводе после ТК. На описанную впускную систему поршневого двигателя с наддувом был получен патент РФ [8]. Также выполнена конструктивная проработка установки клапана сброса воздуха для дизеля 8ДМ-21ЛМ производства ООО «Уральский дизель-моторный завод».

Литература

1. Eisele E., Hiereth H., Binder K. Betriebsorientierte Auslegung von Einlassventilen und — kanalen für Viertakt — Saugmotoren von Fahrzeugen. MTZ. — 1975, 36 — № 5. — P. 141–143.
2. Zimmer G. Stationäre Strömungsuntersuchungen an Einlabkanalmodellen für Viertakt — Diesel motoren // Kraftfahrzeugtechnik. — 1961, 11. — № 6. — P. 228–233.
3. Vornholt Franz J. Ein neuer absolute messender Luftmengenmesser — Prüfstand // MTZ. — 1977, 38. — № 4. P. 137–142.
4. Драганов Б.Х. Круглов М.Г., Обухова В.С. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. — Киев : Вища шк. Головное изд-во, 1987. — 175 с.
5. Жилкин Б.П., Шестаков Д.С., Плотников Л.В. Некоторые особенности газодинамики процесса впуска при наддуве поршневых ДВС // Тяжелое машиностроение. — 2012. — № 2. — С. 8–51.
6. Пат. 81338 RU, МПК G01P5/12. Термоанемометр постоянной температуры / Плохов С.Н., Плотников Л.В., Жилкин Б.П. № 2008135775/22; заявл. 03.09.2008; опубл. 10.03.2009, Бюл. №7.
7. Жилкин Б.П., Плотников Л.В., Корж С.А., Ларионов И.Д. Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС // Двигателестроение. — 2009. — № 1. — С. 24–27.
8. Пат. 118363 RU, МПК F02B 33/44. Впускная система поршневого двигателя с наддувом / Жилкин Б. П., Плотников Л. В., Шестаков Д. С. № 2012105249; заявл. 14.02.2012; опубл. 20.07.2012, Бюл. № 20.