

УДК 662.2

Ю. В. Зорин, А. И. Кох, Н. И. Лаптев,
И. А. Абдуллин

ПОКАЗАТЕЛЬ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ
ДВУХТАКТНОГО ДВС С ОБРАТНЫМ ПЛАСТИНЧАТЫМ КЛАПАНОМ

Ключевые слова: впускные системы, двухтактные двигатели, квазистационарный, потеря давления, цифровые фильтры.

Разработан показатель газодинамического качества рабочего процесса впускной системы, позволяющий по результатам испытаний оптимизировать конструкцию с целью получения наибольшей мощности двухтактного двигателя.

Key words: intake system, two-stroke engine, quasi steady, decompression, numerical filter.

Indicators of quality of gas dynamic workflow intake system was developed, which allows the results of tests to optimize the design in order to get the most power-stroke engine.

Впускные системы с обратными пластинчатыми клапанами (ОПК) из-за их способности к саморегулированию и простоты конструкции используются в авиационных, мотоциклетных и другого назначения двухтактных двигателях. На рис. 1 показана схема впускной системы с ОПК.

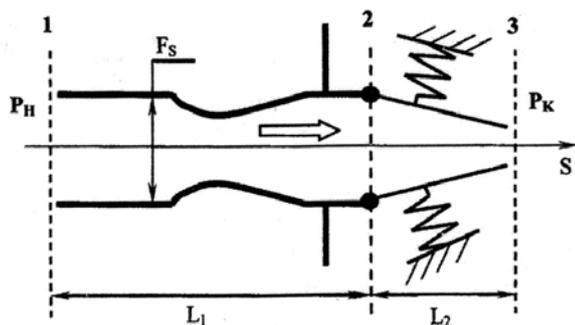


Рис. 1 - Схема впускной системы двухтактного ДВС с ОПК: P_H , P_K - давления на входе во всасывающий патрубок и в кривошипно-шатунной камере, F_s - текущая площадь поперечного сечения канала впускной системы вдоль оси S

Пропускные отверстия клапана открываются упругими лепестками под действием перепада давления во всасывающем тракте и полости двигателя. Предполагается, что всасывающий патрубок, включая карбюратор, является каналом длиной L_1 с плавно изменяющимся поперечным сечением F_s вдоль оси S . Лепестки клапана на схеме представлены как прямолинейные жесткие пластины, шарнирно закрепленные в сечении 2, которые могут перемещаться под действием перепада давления в кривошипно-шатунной камере (КШК) P_k и давления в канале клапана. Кроме давления на них воздействует инерционная сила и сила упругости, которые в общем случае имеют нелинейную зависимость от угла их поворота.

При смене режима работы изменяется продолжительность фазы и степень открытия кла-

пана. По мнению некоторых исследователей, установка ОПК позволяет увеличить мощность ДВС, уменьшить обратные выбросы рабочей смеси, улучшить экономичность, снизить токсичность выхлопных газов [1].

Известные методы расчета не позволяют достоверно прогнозировать характеристики ОПК и в целом впускной системы при изменении ее конструктивных размеров и других параметров из-за сложного характера колебания лепестков при взаимодействии их с потоком.

Для достижения максимальной мощности двигателя и использования потенциальных возможностей такого рода впускной системы целесообразно использовать экспериментальные методы ее доводки. С этой целью создана испытательная установка для продувки впускной системы воздушным потоком. Пульсация расхода в установке создается за счет модуляции воздушной струи на входе во впускную систему вращающимся диском с пропускными отверстиями. Частота пульсаций может изменяться за счет изменения скорости вращения диска, а расход за счет изменения давления подаваемого на вход системы. Осредненная величина расхода в установке измеряется за впускной системой после сглаживания пульсаций давления в ресивере с помощью расходомера переменного перепада давления [2].

Исходя из цели - обеспечения максимальной мощности двигателя, то есть достижения максимального расхода рабочей смеси, сформулируем основные требования к показателю газодинамического качества.

1. Показатель должен характеризовать гидравлическое сопротивление или величину потерь давления пульсирующему потоку.

2. Функциональные отклонения в работе ОПК: запаздывание открытия и закрытия клапана относительно перепада давления, выбросы смеси из КШК во всасывающий патрубок, негерметичность должны отрицательно отражаться

на показателе качества.

3. Показатель качества должен позволять по результатам испытания на экспериментальной установке оценивать её характеристики в условиях работы системы на двигателе.

Показатель качества получим, определив следующие свойства идеализированной впускной системы с ОПК и приняв следующие допущения.

- При положительном перепаде давления лепестки клапана мгновенно открываются и при отрицательном полностью закрываются. Расход среды происходит по каналу с не изменяющимися по времени сечениями. Впуск (положительный расход) происходит при положительном перепаде давления на системе. При отрицательном перепаде нет обратных выбросов из КШК.

- Во впускном тракте между сечениями 1 и 3 газ считаем несжимаемой средой. При реальных скоростях потока $M < 0,3$ это предположение допустимо.

- Движение среды является квазистационарным. Это исключает из рассмотрения инерционный напор. Давление инерционного напора является обратимой величиной. Оно оказывает косвенное влияние на необратимые потери давления и в конечном итоге учитывается в предлагаемом критерии.

При принятых предположениях движение потока можно описать уравнением Бернулли:

$$p_1 + \rho \frac{\beta_1 v_1^2}{2} = p_3 + \rho \frac{\beta_3 v_3^2}{2} + p_c, \quad (1)$$

$$\text{или } p_1^* - p_3^* = p_c, \quad (2)$$

где p_1, p_1^*, p_3, p_3^* - статические давления и давления торможения в сечениях 1 и 3;

v_1, v_3 - скорости потока в сечениях 1 и 3;

ρ - плотность среды;

$$\bar{p} = \sum_{i=1}^n p_i + \sum_{j=1}^m p_{Lj},$$

необратимая потеря давления на местных сопротивлениях P_{Mi} и по длине отдельных участков P_{Lj} ;

β_1, β_3 - коэффициенты кинетической энергии (коэффициенты Кориолиса).

Местные потери давления и потери по длине отдельных участков канала при квазистационарном течении могут быть представлены в виде:

$$P_{Mi} = \xi_{Mi} \frac{\rho v_i^2}{2}, \quad P_{Lj} = \xi_{Lj} \frac{\rho v_j^2}{2} \quad (3)$$

Коэффициенты ξ_{Mi} и ξ_{Lj} являются безразмерными величинами и зависят от соотношений геометрических размеров канала, относительной шероховатости его поверхности и критериев газодинамического подобия режима

течения.

Выразив скорость потока через объемный расход G_0 , площади сечений канала

$$F_i^2 = \hat{\epsilon}_i F_B^2, \quad F_j^2 = \hat{\epsilon}_j F_B^2$$

через входную площадь впускной системы F_B и безразмерные коэффициенты k_i и k_j , равные отношению квадратов площадей сечений тракта к площади входного сечения, из (2) получим значение необратимой потери давления через расход:

$$p_c = \frac{\rho G_0^2}{2 F_B^2} \xi_s, \quad (4)$$

$$\text{где } \xi_s = \left(\sum_{i=1}^n \frac{\xi_i}{k_i} + \sum_{j=1}^m \frac{\xi_j}{k_j} \right), \quad (5)$$

Используя (4) и (5), выразим величину, характеризующую суммарные потери ξ_s через параметры потока и входную площадь.

$$\xi_s = \left(\frac{F_B}{G_0} \right)^2 \frac{2(p_1^* - p_3^*)}{\rho}, \quad (6)$$

Комплекс в правой части (6) является безразмерной величиной.

При работе двигателя величины G_0 и $(p_1^* - p_3^*)$ зависят от времени и меняются с частотой пульсации потока. При испытании на установке плотность воздуха на входе ρ также будет переменной величиной, зависящей от давления, создаваемого воздушным пульсатором. В этом случае при определении численных величин критериев подобия и безразмерных параметров возникают трудности. Предполагая, что поля скоростей, давлений подобны, вместо текущих параметров в безразмерном параметре будем использовать осредненные по времени значения параметров потока. Эта положения напота применение в работах по теории газообмена двухтактных ДВС. Показано, что если функции в критериях представляют простые степенные комплексы, то при равенстве истинных критериев равны и критерии, составленные из осредненных (по времени, по сечению) параметров [3]. Используя это положение, из (6) получим:

$$K_T = \left(\frac{F_B}{G_0} \right)^2 \frac{2 \bar{p}_c}{\bar{\rho}} = \left(\frac{F_B}{G_M} \right)^2 2 \bar{p}_c \bar{\rho}, \quad (7)$$

где \bar{G}_0, \bar{G}_M - осредненные по времени объемный и массовый расход;

$$\bar{p}_c = \frac{1}{T_B} \int_0^{T_B} (p_1^* - p_3^*) dt,$$

осредненный по времени перепад полного давления в условной фазе впуска при $(p_1 - p_3) > 0$; $\bar{\rho}$ - осредненная по времени плотность воздуха на входе в систему.

Величины, входящие в показатель (7) определяются по результатам измерения параметров на испытательной установке по следующим зависимостям:

$$\bar{\rho} = \frac{\bar{p}_c + p_D + p_H}{RT_1}, \quad \bar{G}_M = G_M \frac{T_{Ц}}{T_B}, \quad (8)$$

где G_M - массовый расход воздуха через мерный участок;

$T_{Ц}$, T_B - продолжительность цикла и условной фазы впуска;

p_D , p_H - давление атмосферы и давление перед диафрагмой расходомерного участка;

$(p_1 - p_3)$ - перепад давлений на входе в систему и за ней в ресивере;

R , T_1 - газовая постоянная и температура воздуха.

Для определения продолжительности условной фазы впуска T_B и величины $\bar{\rho}$ выполнялась запись и цифровая обработка сигналов с датчиков давления на испытательной установке.

Величина K_T является показателем газодинамического качества впускной системы при пульсирующих расходах. При увеличении гидравлического сопротивления потоку, уменьшении пропускной способности впускной системы, величина K_T будет возрастать.

При работе реальной впускной системы уравнение Бернулли применимо не для всех моментов времени, соответствующих $(p_1 - p_3) > 0$, так как в это время ОПК может быть закрыт. Задержка в открытии клапана относительно перепада давления или неполное открытие будет препятствовать поступлению воздуха в двигатель. Не герметичность в закрытом состоянии и позднее закрытие лепестков приведут к обратному истечению смеси из КШК и уменьшению среднего за цикл расхода G_M . Эти отклонения в работе системы от её идеализированного представления приводят к увеличению K_T . Таким образом,

предложенный показатель определяет не только гидравлическое сопротивление, но и позволяет в комплексе оценить её функциональные качества. Наилучшей будет впускная система с минимальным значением величины K_T , обеспечивающая наибольший расход при минимальной величине среднего давления положительной полуволны перепада.

Первоначально проведённые испытания показали, что с датчика перепада давления на впускной системе, поступает сигнал с интенсивными высокочастотными пульсациями давления, что объясняется турбулентностью потока на входе и возбуждением собственных частот столба воздуха в трубопроводах, подводящих давление к датчикам. Высокочастотные составляющие не оказывают заметного влияния на работу ОПК, но затрудняют определение фазы и величины положительного импульса давления $(p_1 - p_3)$. Для выделения информативного сигнала, зарегистрированные показания датчика перепада давления обрабатывались цифровым фильтром нижних частот. Запись сигналов, цифровая фильтрация и расчеты показателя газодинамического качества K_T проводились на компьютерной информационно-измерительной системе по разработанной программе.

Литература

1. В.М. Кондратов, Ю.С. Григорьев, В.В. Тупов и др. Двухтактные карбюраторные двигатели внутреннего сгорания. Машиностроение, Москва, 1990. 272 с.
2. А.И. Кох, В.А. Письменов, Международная научно-техническая конференция, посвященная памяти академика Н.Д. Кузнецова. (Самара, Россия, October 5-8, 2001). Материалы докладов. Самара, 2001. Часть 2. С. 222-227.
3. М.Н. Круглов. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания (процессы газообмена). Машгиз, Москва, 1963. 272 с.
4. И. А. Абдуллин, Н. И. Лаптев, Ю. В. Зорин, И. Ю. Еремин, Г. Г. Богатеев, Вестник Казанского технологического университета, 13, 12, 82-86 (2010).
5. И. А. Абдуллин, Н. И. Лаптев, Ю. В. Зорин, И. Ю. Еремин, Г. Г. Богатеев, Вестник Казанского технологического университета, 13, 12, 90-94 (2010).