

Описанные выше устройства практически не применимы на крупнотоннажных карьерных автомобилях либо из-за невозможности функционирования при больших перегрузках, либо из-за ограничения линейных размеров, накладываемых конструктивными особенностями большегрузных карьерных самосвалов «БелАЗ». Тензометрические датчики, удовлетворяющие габаритным требованиям и допустимым нагрузкам, например, НВМ типа КМР, имеют существенные недостатки, такие как неудовлетворительное значение ползучести, невысокий класс точности, ограниченный диапазон температур и невысокую перегрузочную способность. Необходимо также учитывать особенность расположения датчиков между корпусом и шаровой опорой, которая заключается в воздействии момента зажима гайки шаровой опоры на датчик. Датчики давления имеют лучшие значения ползучести, а также температурные характеристики. Следовательно, применение систем определения веса груза на основе датчиков давления является предпочтительным. Возможен вариант анализа существующей системы, устанавливаемой на автомобилях «БелАЗ», на предмет организации обмена информацией по радиоканалу с целью устранения стопорения цилиндров подвески.

Л и т е р а т у р а

1. Транспортное весовое устройство : пат. РФ 2046300.
2. Устройство взвешивания загрузки автосамосвала : пат. РФ 2042119.
3. Взвешивающее устройство на транспортном средстве : пат. РФ 2064167.
4. Способ и устройство для измерения силы : пат. РФ 2252401.
5. Датчик силы : пат. РФ 2017094.
6. Устройство для измерения нагрузок : пат. РФ 2010192.
7. Устройство для измерения нагрузок : пат. РФ 2199098.
8. Устройство для измерения нагрузок : пат. РФ 2208770.
9. Устройство для измерения усилий : пат. РФ 2112942.

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА СОПЛОВОГО ОТВЕРСТИЯ РАСПЫЛИТЕЛЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВНОЙ СТРУИ

Д. Г. Гершань

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Научный руководитель Г. М. Кухаренок

Наиболее актуальными проблемами в современном двигателестроении являются проблемы, связанные с улучшением экономических и экологических показателей работы двигателя на всех режимах его работы. Одним из путей решения этих проблем является обеспечение качественного смесеобразования и сгорания топлива в цилиндре двигателя, которые во многом зависят от характеристик топливных струй, выходящих из сопловых отверстий распылителя.

Целью исследования является оценка влияния коэффициентов расхода сопловых отверстий распылителя на характеристики топливных струй.

Исходя из физического смысла коэффициента расхода для соплового отверстия, он численно равен

$$\mu = \varepsilon_{\text{вых}} \cdot \varphi, \quad (1)$$

где $\varepsilon_{\text{вых}}$ – коэффициент сжатия струи на выходе из соплового отверстия; φ – коэффициент скорости.

Под коэффициентом сжатия струи на выходе понимается отношение

$$\varepsilon_{\text{вых}} = \frac{f_{\text{ВЫХ}}}{f_c}, \quad (2)$$

где $f_{\text{ВЫХ}}$ – площадь сжатого сечения струи на выходе из соплового отверстия; f_c – площадь поперечного сечения соплового отверстия.

Коэффициент скорости равен [2]:

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_c}}, \quad (3)$$

где ξ_c – суммарный коэффициент потерь в сопловом отверстии.

Потери энергии в сопловом отверстии возникают при обтекании входной кромки, внезапном расширении потока за вихревой зоной, а также при трении топлива о стенку соплового отверстия.

Для определения коэффициента расхода составляется относительно входа и выхода соплового отверстия уравнение Бернулли. При его решении получаются следующие зависимости.

Суммарный коэффициент потерь равен [2]:

$$\xi_c = \xi_{\text{ВХ.К}} \cdot \theta_c^2 + (\theta_c - 1)^2 + \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l_c}{d_c}, \quad (4)$$

где $\xi_{\text{ВХ.К}}$ – коэффициент потерь при обтекании входной кромки; θ_c – коэффициент, равный:

$$\theta_c = \frac{\varepsilon_{\text{ВЫХ}}}{\varepsilon}, \quad (5)$$

где ε – коэффициент сжатия топливной струи в поперечном сечении после обтекания входной кромки; $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент потерь по длине (коэффициент трения); l_c – длина соплового отверстия; d_c – диаметр соплового отверстия.

Выражение для определения коэффициента расхода соплового отверстия с учетом формул (3) и (4):

$$\mu = \frac{\varepsilon_{\text{ВЫХ}}}{\sqrt{1 + \xi_{\text{ВХ.К}} \cdot \theta_c^2 + (\theta_c - 1)^2 + \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l_c}{d_c}}}. \quad (6)$$

Из полученного выражения (6) следует, что коэффициент расхода сопловых отверстий зависит от коэффициентов потерь при обтекании входных кромок, сжатия струй и потерь на трение при движении потока топлива в сопловых отверстиях.

Трудность контроля степени шероховатости стенки отверстия, состояния входной кромки и сложная зависимость потерь напора от скорости потока и соотношения давлений до и после соплового отверстия усложняют аналитическое определение

коэффициента расхода. Поэтому целесообразно для получения значений коэффициента расхода пользоваться опытными зависимостями.

Для топливных систем непосредственного действия уменьшение коэффициента расхода сопловых отверстий и соответственно эффективного проходного сечения распылителя приводит к увеличению угла рассеивания топливной струи и ее дальнобойности. При этом пренебрегаем: потерями топлива через плунжерные пары в топливном насосе высокого давления (ТНВД) и форсунках; расширением трубопровода высокого давления, колебанием площадей его поперечных сечений по длине и во времени; потерями давления по длине и местными потерями; сжимаемостью топлива. Такое влияние коэффициента расхода на развитие топливной струи обусловлено тем, что открытие форсунки, т. е. поднятие иглы распылителя, происходит при одном давлении, а при выходе иглы на упор давление у входа в сопловые отверстия в распылителе начинает возрастать в связи с непрерывным и быстрым движением плунжера в ТНВД. ТНВД подает определенное установленное количество топлива через трубопровод высокого давления в форсунку при данном положении рейки. И все это топливо должно попасть в цилиндр (учитывая допущения, принятые вначале) независимо от того, увеличивается или уменьшается диаметр сопловых отверстий, изменяется коэффициент их расхода или нет. Уменьшение коэффициента расхода приводит к увеличению скорости течения топлива в сопловых отверстиях, а также изменению формы потока и условий, при которых он движется в отверстии. Все это и приводит к увеличению угла рассеивания топливной струи и увеличению ее дальнобойности. Это же видно из формул для расчета дальнобойности и угла рассеивания топливной струи.

У распылителей с повышенным коэффициентом расхода сопловых отверстий и эффективным проходным сечением топливные струи имеют меньший угол рассеивания и дальнобойность.

В аккумуляторных топливных системах типа Common Rail давление в аккумуляторе (топливной рампе) поддерживается постоянное на данном режиме во время подачи, а значит и давление у входа в сопловые отверстия в распылителе тоже примерно постоянно. Управление цикловой подачей происходит с помощью электромагнитного или пьезоэлектрического клапана. Все это ведет к тому, что топливные струи, выходящие из сопловых отверстий с низким коэффициентом расхода, имеют больший угол раскрытия и меньшую дальнобойность по сравнению с распылителем с высоким коэффициентом расхода сопловых отверстий. Вышесказанное следует из формулы для расхода топлива через сопловое отверстие:

$$B_c = f_c \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_m}}, \quad (7)$$

где Δp – перепад давления до и после соплового отверстия; ρ_m – плотность топлива.

Следует отметить, что у отдельно взятого распылителя, особенно при смещенном и наклонном расположении форсунки относительно оси камеры сгорания, коэффициент расхода для каждого соплового отверстия свой. Это связано с различием углов входа топлива в сопловые отверстия, с различными площадями и формами поперечных сечений сопловых отверстий на входе и выходе, различной их длиной и допусками на изготовление.

Эффективное проходное сечение дает лишь общую характеристику распылителя, по нему нельзя судить о разности в коэффициентах расхода, которая ведет к раз-

ности в расходах через отдельные сопловые отверстия. Это все обуславливает неравномерность распределения топлива в камере сгорания, причем это распределение неизвестно. Следствием является неэффективное использование воздуха в камере сгорания. В одних частях его будет недостаток, а в других избыток, что приводит к появлению объемов с большой концентрацией топлива и наоборот. Поэтому, вероятнее всего, в одних частях камеры сгорания, где избыток кислорода, образуется NO_x , а в других, где его недостаток – сажа. Качество рабочего процесса двигателя и, следовательно, показатели его работы ухудшаются. Избавиться от этого при наклонном и смещенном положении форсунки относительно оси камеры сгорания в принципе невозможно.

Таким образом, коэффициент расхода соплового отверстия оказывает существенное влияние на характеристики топливной струи. При организации смесеобразования и сгорания в цилиндре двигателя необходимо учитывать разность коэффициентов расхода отдельных сопловых отверстий. С учетом этого вести расчет: локальных объемов и локальных коэффициентов избытка воздуха, формы и расположения камеры сгорания в поршне, вертикальных углов и углов в плане сопловых отверстий, движения воздуха в камере сгорания.

Литература

1. Кухаренок, Г. М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей / Г. М. Кухаренок. – Минск : БГПА, 1999. – 179 с.
2. Трусов, В. И. Форсунки автотракторных дизелей / В. И. Трусов, В. П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный. – Москва : Машиностроение, 1977. – 167 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СМЕСЕВЫХ БИОТОПЛИВ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

А. А. Зеленков

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Научный руководитель Г. М. Кухаренок

В настоящее время двигатели внутреннего сгорания, устанавливаемые на автомобильный транспорт, потребляют до 70 % мирового производства нефтепродуктов. Причем именно моторные топлива нефтяного происхождения будут играть лидирующую роль на протяжении еще нескольких десятков лет.

Экологические требования к автомобилю и его двигателю на фоне относительной ограниченности запасов нефти и загрязнения окружающей среды являются в настоящее время приоритетными. Поэтому одним из основных путей совершенствования двигателей внутреннего сгорания, остающихся основными потребителями нефтяных топлив, является их адаптация к работе на альтернативных топливах.

В последнее время в качестве моторных топлив все более широкое распространение получают альтернативные биотоплива на основе рапсового масла и его производных (метиловых эфиров жирных кислот рапсового масла (МЭЖК)) как в чистом виде, так и в смеси с дизельным топливом [1].

Поскольку отличие физико-химических свойств таких топлив от традиционного дизельного приводит к изменению протекания рабочего процесса в цилиндре двигателя, целью исследований являлась оценка влияния смесевых биотоплив на основные показатели работы двигателя.

Испытывались дизельное топливо (ДТ) и его смеси, включающие 2,5; 5; 7,5; 10; 20 и 50 % МЭЖК.