

ТЕЧЕНИЕ ГАЗА В ЗОНЕ СТЫКА КОНТУРОВ ДВС

Канд. техн. наук, доц. Р.Д. ЕНИКЕЕВ

Приведена математическая модель течения газа в тройнике, когда срез одного из трубопроводов находится в проходном сечении другого. Описана экспериментальная установка и методика определения коэффициентов, учитывающих гидравлические потери в тройнике. Представлены результаты экспериментального исследования.

This paper examines the mathematical model of gas flow in T-joint, when exit section of the pipe is located inside the other pipe. Experimental plant and T-joint loss factors determination technique are fully decrypted. Results of experimental research are also presented.

Математическая модель течения газа в зоне стыка контуров ДВС

В основу современных расчетных методов нестационарного течения газа в газоздушных трактах двигателей внутреннего сгорания положены одномерные уравнения движения газа, выражающие основные законы сохранения,

$$\text{уравнение неразрывности} \quad \frac{\partial \ln \rho}{\partial t} + U \frac{\partial \ln \rho}{\partial X} + \frac{\partial U}{\partial X} = 0; \quad (1)$$

$$\text{уравнение количества движения} \quad \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial X} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} - gX; \quad (2)$$

$$\text{уравнение энергии} \quad \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho e + \frac{\rho U^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial X} \rho \left(e + \frac{U^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial X} q^h + q^h \rho = 0 \quad (3)$$

$$\text{или уравнение энтропии} \quad T \left(\frac{\partial S}{\partial t} + U \frac{\partial S}{\partial X} \right) = \frac{\partial Q}{\partial t} + U \frac{\partial Q}{\partial X}. \quad (4)$$

Замыкает эту систему уравнение состояния

$$\frac{P}{\rho} = RT \quad \text{или} \quad \frac{P}{\rho} = \frac{P_0}{\rho_0} e^{\frac{s-s_0}{a}}. \quad (5)$$

Трехмерные модели значительно снизят потребность в дополнительном экспериментальном материале, необходимом для достоверного результата при расчете сложных, в газодинамическом смысле, участков в газоздушном тракте ДВС, которые в настоящее время относят к «местным сопротивлениям». Одномерная же система уравнений (1)–(3) может быть использована лишь для численного расчета движения в гладких каналах постоянного поперечного сечения. Любое нарушение гладкости (местное сопротивление) требует применения специальной процедуры расчета. В этих случаях хорошо зарекомендовал себя метод, основанный на задаче о распаде произвольного разрыва.

Предметом настоящей статьи является течение газа в узле стыка контуров двухконтурной системы впуска [1], в которой подача воздуха осуществляется двумя потоками, причем срез одного из трубопроводов находится в проходном сечении другого. Система уравнений, описывающая течение газа в этом случае, идентична модели тройника. Рассмотрим нестационарное течение в простейшем узле разветвления (рис. 1), когда в нем объединены три канала.

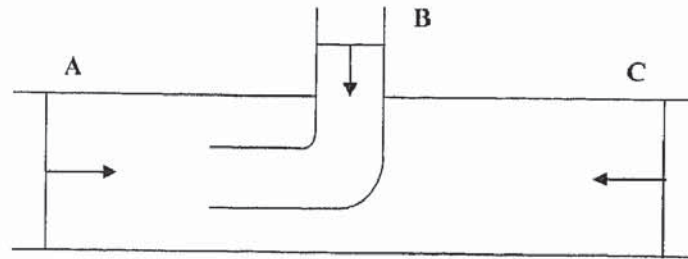
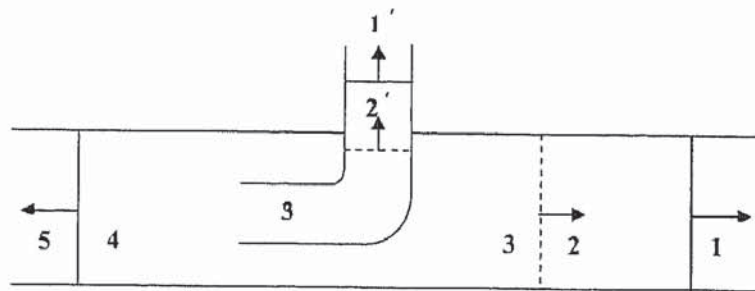
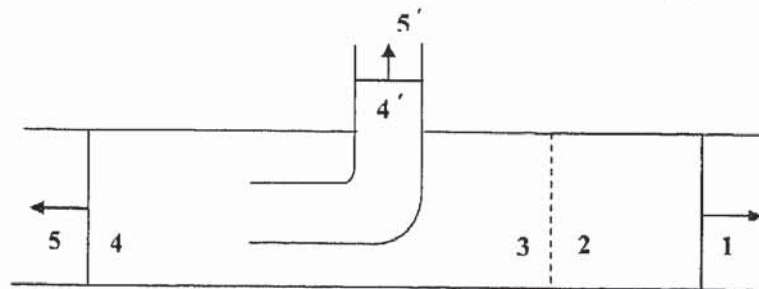
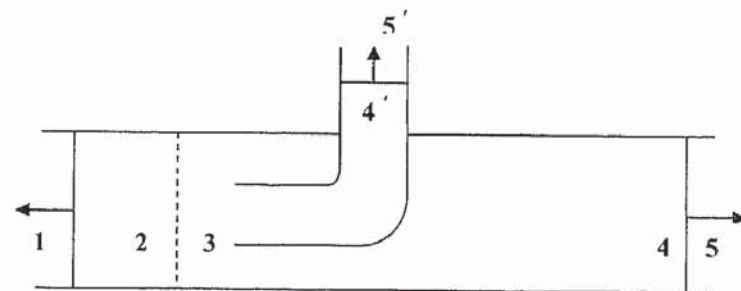


Рис. 1

Пусть по каналам А, В, С в направлении к узлу разветвления движутся простые волны. В связи с тем, что в узле разветвления нарушается гладкость канала, произойдет взаимодействие простых волн с узлом разветвления. Для расчета взаимодействия используем задачу о распаде произвольного разрыва. В результате взаимодействия волн возможны два варианта течения: с двумя и одной контактными поверхностями (рис. 2, а и б соответственно). Математические модели для этих двух вариантов различны.



а)



б)

Рис. 2

Рассмотрим течение с двумя контактными поверхностями (приточные тройники). Для этого необходимо записать два тождества

$$\frac{P_5}{P_1} = \frac{P_5}{P_4} \frac{P_4}{P_3} \frac{P_3}{P_2} \frac{P_2}{P_1}, \quad (6)$$

$$\frac{P_5}{P_1'} = \frac{P_5}{P_4} \frac{P_4}{P_3'} \frac{P_3'}{P_2'} \frac{P_2'}{P_1'}. \quad (7)$$

Заменяя отношения давлений газодинамическими функциями, получим

$$\frac{P_5}{P_1} = \frac{\pi''(M_5)}{\pi'(M_4)} \frac{\pi(M_4)}{\sigma_{43} \pi(M_3)} \frac{\pi'(M_2)}{\pi'(M_1)}, \quad (8)$$

$$\frac{P_5}{P_1'} = \frac{\pi''(M_5)}{\pi''(M_4)} \frac{\pi(M_4)}{\sigma_{43}' \pi(M_3')} \frac{\pi'(M_2)}{\pi'(M_1')}. \quad (9)$$

В этой системе уравнений пять неизвестных (σ_{43} и σ_{43}' считаем известными, полученными из опыта). Поэтому необходимо добавить еще три уравнения. Это уравнение неразрывности для зон 4-3 и 4-3'

$$q(M_4)F_A = q(M_3)E_c F_c \sigma_{43} + q(M_3')\sigma_{43}' E_B F_B, \quad (10)$$

и условия равенства скоростей на контактных поверхностях

$$M_3 a_5 \frac{\alpha''(M_4)}{\alpha''(M_5)} \sqrt{\frac{\tau(M_3)}{\tau(M_4)}} = a_1 \frac{\alpha'(M_2)}{\alpha'(M_1)} M_2, \quad (11)$$

$$M_3 a_5 \frac{\alpha''(M_4)}{\alpha''(M_5)} \sqrt{\frac{\tau(M_3')}{\tau(M_4)}} = a_1 \frac{\alpha'(M_2)}{\alpha'(M_1')} M_2'. \quad (12)$$

Система уравнений (8)–(12) при известных потерях (ξ или σ) позволяет определить параметры газа после взаимодействия волн с разветвлением в случае образования двух контактных поверхностей. Коэффициенты сужения струи E_B и E_C нужны лишь в том случае, если контрольное сечение выбирается в зоне сужения. Если поток заполняет все сечение трубы, можно принять E_B и E_C равными единице.

Перейдем к рассмотрению второго варианта, когда образуется один контактный разрыв (вытяжной тройник). Строго говоря, в этом случае кроме контактного разрыва образуется еще и тангенциальный разрыв между газами, поступающими в канал С из каналов В и А. Но так как рассмотрение задачи ведется в одномерной постановке, примем, что газ в зоне 3 однородный по составу и имеет одинаковую скорость по сечению. Изменение энтропии газа, обусловленное смешением, учитывается соответствующим изменением коэффициента давления σ . Вновь, как и в первом случае, заменив отношения граничных давлений отношением газодинамических функций, имеем

$$\frac{P_5}{P_1} = \frac{\pi''(M_5)}{\pi''(M_4)} \frac{\pi(M_4)}{\sigma_{43} \pi(M_3)} \frac{\pi'(M_2)}{\pi'(M_1)}, \quad (13)$$

$$\frac{P'_5}{P_1} = \frac{\pi^*(M_5)}{\pi^*(M_4)} \frac{\pi(M'_4)}{\sigma_{43}^* \pi(M_3)} \frac{\pi'(M_2)}{\pi'(M_1)}. \quad (14)$$

В связи с тем, что сливающиеся потоки в общем случае имеют различные температуры заторможенного потока, уравнение неразрывности будет иметь иной вид, чем в первом случае (10). Если в зонах 5 и 5' K одинаковы, его можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} & P'_5 \frac{\pi^*(M_4)}{\pi^*(M_5)} \frac{Y(M_4)F_A}{\sqrt{T_5^*} \frac{\tau^*(M_4)}{\tau^*(M_5)\tau(M_4)}} + \frac{\pi^*(M'_4)P'_5 Y(M_4)F_B}{\pi^*(M'_5) \sqrt{T_5^*} \frac{\tau^*(M'_4)}{\tau^*(M'_5)\tau(M'_4)}} = \\ & = Y(M_3) \frac{F_C}{\sqrt{T_3^*}} P_1 \frac{\pi'(M_2)}{\pi'(M_1)}. \end{aligned} \quad (15)$$

Равенство скоростей на контактной поверхности выразится через M_1 , T_3^* и газодинамические функции

$$M_3 \sqrt{kRT_3^* \tau(M_3)} = M_2 a_1 \frac{\alpha'(M_2)}{\alpha(M_1)}. \quad (16)$$

Температура заторможенного потока в зоне 3 находится из закона сохранения энергии для смешивающихся потоков

$$G_4 i_4^* + G'_4 i_4^{*'} = (G + G'_4) i_3^* = G_3 i_3^*. \quad (17)$$

Для $C_{p_4} = C_{p_4'} = C_{p_3}$

$$T_3^* = \frac{G_4 T_4^* + G'_4 T_4^{*'}}{G_4 + G'_4}. \quad (18)$$

Значения коэффициентов давления или эквивалентных им коэффициентов потерь берутся из опытов.

Величина ξ зависит от выбора сечения, в котором определяется кинетическая энергия потока. Если коэффициент местных потерь устанавливается по кинетической энергии потоков до их слияния, то коэффициент давления можно определить по формулам

$$\sigma_{43} = \left(1 - \xi_{43} \frac{K}{2} M_4^2 \right) \frac{\pi(M_4)}{\pi(M_3)}, \quad (19)$$

$$\sigma_{4'3} = \left(1 - \xi_{4'3} \frac{K}{2} M_4'^2 \right) \frac{\pi(M'_4)}{\pi(M_3)}. \quad (20)$$

Проанализируем полученную систему уравнений. Разделив уравнение (13) на (14), получим

$$\frac{P'_5}{P'_1} \frac{\pi^*(M'_5)}{\pi^*(M_5)} = \frac{\pi(M_4) \sigma_{4'3}}{\pi(M'_4) \sigma_{43}}, \quad (21)$$

или, с учетом (19) и (20):

$$\frac{P_5}{P_5'} \frac{\pi^*(M_5')}{\pi^*(M_5)} = \frac{1 - \xi_{43} \frac{K}{2} M_4'^2}{1 - \xi_{43} \frac{K}{2} M_4^2}. \quad (22)$$

Из этих уравнений видно, что M_4' и M_4 зависят от уровня потерь при прохождении газовых потоков через разветвления.

При постоянных начальных условиях P_5, P_5', M_5, M_5' с изменением геометрии угла разветвления изменяются значения ξ_{43} и ξ_{43}' (или σ_{43} и σ_{43}'). Но это приведет к иным значениям P_4^* и P_4^{**} и, следовательно, изменится соотношение между статическими давлениями P_4 и P_4' , что подтверждается экспериментом.

Существование двух математических моделей, описывающих течение газа в разветвлении, требует критерия для выбора модели расчета по заданным начальным условиям. Модель расчета выбирается в результате следующего анализа. Выбираются два канала: с наибольшим давлением нестационарно заторможенного потока, которому присваивается индекс 5, и с наименьшим давлением нестационарно заторможенного потока, которому присваивается индекс 1. (Эту процедуру можно представить следующим образом: в каждом канале устанавливается перегородка и на внешней по отношению к узлу разветвления стороне определяется давление). Затем предполагается, что третий канал отсутствует, рассчитываются параметры течения в этих двух каналах и определяется давление в зоне 4. После этого сравниваются давление P_4 и давление нестационарно заторможенного потока в оставшемся (третьем) канале P^{10} . Если $P_4 \geq P^{10}$, то необходимо воспользоваться моделью для приточного тройника. В этом случае начальным параметрам в третьем канале присваивается индекс 1'. Если $P_4 < P^{10}$, то справедлива модель для вытяжного тройника и начальным параметрам в третьем канале присваивается индекс 5.

Методика определения коэффициентов, учитывающих гидравлические потери в узле стыка

Как уже отмечалось, в связи с допущением об одномерном характере движения газа в зоне стыка каналов в математическую модель необходимо вводить коэффициенты, учитывающие гидравлические потери (ξ, σ, φ). Они могут быть определены или путем решения трехмерных уравнений движения газа (уравнение Навье—Стокса), или экспериментально.

В настоящее время, несмотря на большой экспериментальный материал, накопленный по гидравлическим сопротивлениям (например, работы И.Е. Идельчика) для обширной номенклатуры местных сопротивлений, в них не во всех случаях можно найти необходимые данные для конкретного исполнения узла стыка впускной системы. Практически отсутствуют экспериментальные данные по потерям в нестационарном потоке. В связи с этим возникла необходимость в разработке методики определения коэффициентов, учитывающих гидравлические потери в нестационарном потоке. Для реализации методики необходима экспериментальная установка, создающая нестационарный поток, и математическая модель, позволяющая обрабатывать результаты экспериментов.

Для создания нестационарного потока хорошо себя зарекомендовала одноцикловая установка для генерирования уединенных волн конечной амплитуды [2]. Установка (рис. 3) снабжена тремя обслуживающими системами: подачи сжатого воздуха в рабочую камеру 1, создания вакуума в рабочей камере 1, регистрации давления. Рабочая часть установки связана с камерой 1 тарельчатым клапаном. Рабочую часть установки можно менять

в зависимости от задач исследования. Изменяя продолжительность открытия клапана, можно задавать крутизну заднего и переднего фронтов волны. Изменяя уровень исходного давления в камере 1, можно менять амплитуду волны.

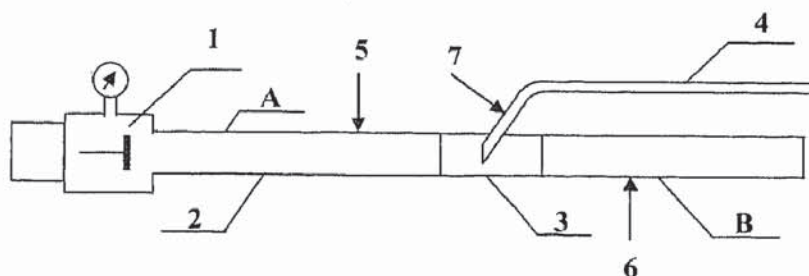


Рис. 3

Рабочая часть установки для исследования узла стыка контуров состоит из трубопровода 2, составленного из двух частей — A и B, которые соединяются муфтой 3. В муфте 3 к трубопроводу 2 пристыковывается трубопровод 4, срез которого совпадает с осевой линией трубопровода 2. Датчики 5 и 6 регистрируют исходную и прошедшую волны в трубопроводе 2 до и после зоны стыка. Датчик 7 регистрирует волну, прошедшую в трубопровод 4. Длина участка B трубопровода 2 и длина трубопровода 4 выбирались такими, чтобы отраженные от их открытых концов волны приходили к датчикам 5, 6, 7 после того, как будут полностью зарегистрированы исходная и прошедшие волны. Датчик 5, регистрирующий исходную волну, располагается на расстоянии от седла клапана, исключающем попадание датчика в отрывную волну. Рабочая часть установки и генератора волн допускает изменение следующих параметров: соотношение площадей стыкуемых трубопроводов, параметры исходной волны, конструктивное оформление зоны стыка.

В процессе экспериментов определялась интенсивность волн, прошедших через зону стыка в трубопроводы 2 и 4, в зависимости от интенсивности исходной волны. Чтобы исключить случайные ошибки, каждый опыт (характеризуемый сочетанием названных выше параметров) проводился трижды. Обработка результатов экспериментов заключалась в использовании программы расчета параметров в узле стыка для решения обратной задачи отыскания значений $\sigma_{43}, \sigma_{43}, \sigma_{43}$. Программа расчета позволяет определить коэффициент восстановления полного давления $\sigma = f(Re)$. Задавая различные σ_{43}, σ_{43} или σ_{43} , добивались равенства амплитуд давления, варьируя амплитудами исходных волн. Одновременно вычислялись числа Re , соответствующие амплитуды исходных волн. Таким образом обрабатывались эксперименты для исходных волн (P_5) различной интенсивности (Re от 0 до $5 \cdot 10^6$). В результате получена зависимость $\sigma = f(Re)$, которая использовалась для второго приближения. Хорошее соответствие расчетов и экспериментов получается, если принимать $\sigma = \text{const}$ для заданного отношения площадей F_4 и F_2 непосредственно по результатам экспериментов.

На рис. 4 представлен образец осциллограммы (F_4 — площадь малого трубопровода, F_2 — площадь основного трубопровода).

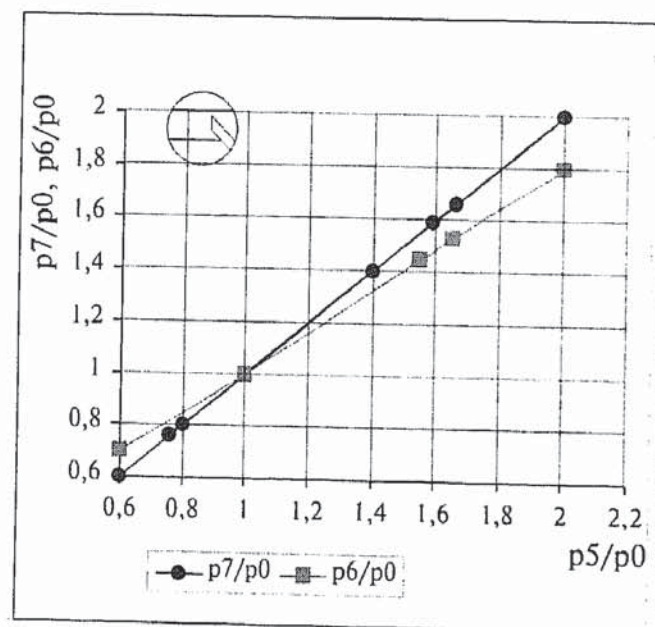
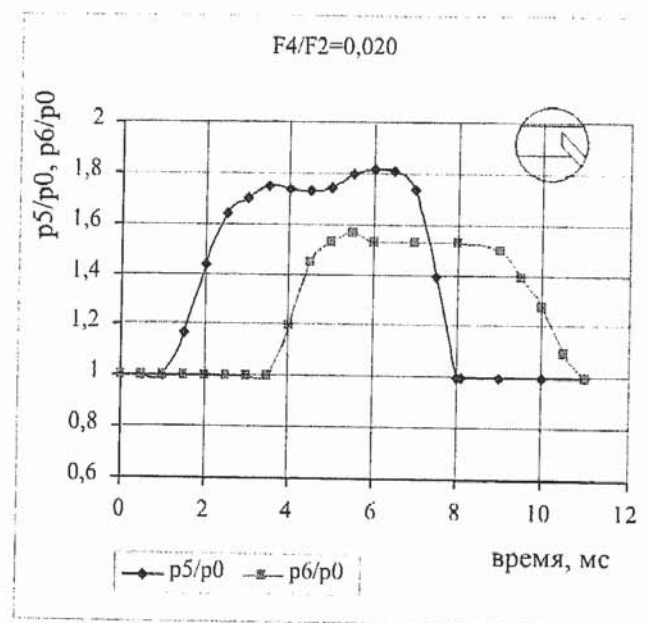
На рис. 5 приведены результаты обработки осциллограмм, снятых при $F_4/F_2 = 0,045$.

Как видно из графика, интенсивность волны сжатия, прошедшей в трубопровод 4 при

$F_4/F_2 = 0,045$, составляет 97 ... 99% от интенсивности исходной волны. При соотношении

площадей $F_4/F_2 = 0,020$ эта величина составляет 88 ... 90%, а при $F_1/F_2 = 0,103$ — 94 ... 96%.

Интенсивность волны разрежения, прошедшей в стыкуемый трубопровод, составляет 82 ... 86 % от интенсивности исходной волны при любом соотношении площадей трубопроводов. Интенсивность волны, миновавшей зону стыка и прошедшей далее в трубопровод 2, меньше интенсивности исходной волны на 18 ... 23%; σ для этого случая может быть принят равным 0,96 ... 0,98.



Для проверки влияния конструктивного оформления зон стыка на интенсивность волны, прошедшей в трубопровод 4, исследовались 6 вариантов исполнения зоны стыка. Результаты эксперимента представлены на рис. 6.

Из графика видно, что интенсивность прошедшей волны разрежения мало зависит от конструкции зоны стыка, составляя 82 ... 88 % от интенсивности исходной волны. Колебания интенсивности определяются изменением коэффициента расхода, учитывающего сужение струи и коэффициент гидравлических потерь трубопровода 4 при изменении конструкции зоны стыка. Напротив, интенсивность прошедшей волны сжатия существенным образом зависит от конструкции зоны стыка. При этом, чем меньше составляющая давления заторможенного потока, воспринимаемая срезом трубопровода 4, тем ниже интенсивность прошедшей волны. В случае, когда перепад полностью определяется статическим давлением, интенсивность прошедшей волны наименьшая (вариант 6).

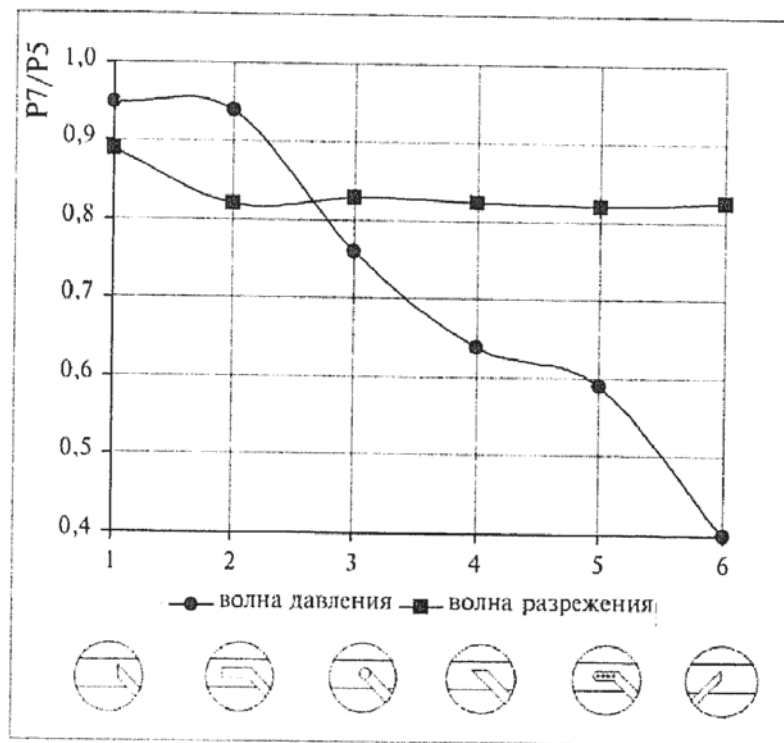


Рис. 6

Анализ результатов позволяет сделать важный в практическом отношении вывод: возможно такое исполнение зоны стыка, в результате которого волны разрежения будут проходить в трубопровод 4 без помех, а волны давления — в резко ослабленном виде. В этом смысле наиболее предпочтительны варианты 5 и 6. Однако вариант 6 непригоден для использования в условиях систем впуска, так как срез трубопровода 4 воспримет обратную волну давления, отраженную от открытого конца трубопровода 2. Вариант 5 представляет собой стык, в котором часть стыкуемого трубопровода 4 расположена в пределах проходного сечения трубопровода 2 соосно с последним. Срез трубопровода 4 закрыт и выполнен в виде конуса с целью безвихревого обтекания его потоком. На боковой поверхности соосной части трубопровода 4 выполнены отверстия, суммарная площадь которых равна площади проходного сечения. В этом случае достигаются ослабления как исходной, так и отраженной волн давления и свободное пропускание волн разрежения в трубопровод 4. Этот эффект может быть использован в системах впуска и питания ДВС [3].

Таким образом, проведенное исследование позволяет сделать следующие выводы.

1. При соосном разветвлении может быть использована математическая модель нестационарного движения газа в тройнике, но потери должны быть определены экспериментально.

2. Потери в соосном разветвлении, учитываемые коэффициентом восстановления полного давления (σ), зависят от соотношения площадей, имеют экстремум и не зависят от числа Re в диапазоне $0 \dots 5 \cdot 10^6$.

3. Интенсивность волны разрежения, прошедшей в малый трубопровод, мало зависит от конструкции зоны стыка, тогда как интенсивность волны давления зависит существенным образом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Еникеев Р. Д. Газовоздушный тракт четырехтактного ДВС. МГТУ. Международный симпозиум «Образование через науку». Материалы докладов секции «Двигатели внутреннего сгорания». Отдельный выпуск. Москва, 2005. — 107 С.
2. Гришин Ю. А., Рудой Б. П. Установка для генерирования уединенных волн конечной амплитуды. Межвузовский сборник научных трудов «Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей». — Уфа, 1976. — Вып. 1. — Стр. 53—55.
3. Еникеев Р. Д., Садыков Р. И., Рудой Б. П., Борисов А. О. Способ питания двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления. Патент № 2148178 // Бюллетень изобретений, 2000. — № 12.

621.5

РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПРИВОДА КЛАПАНА ДВС

Д-р техн. наук, проф. С.Ф. ЯЦУН, асп. С.А. НИЖНИКОВ, инж. О.В. ЕМЕЛЬЯНОВА

Приведена схема электромагнитного привода клапана ДВС при непосредственном взаимодействии якоря с клапаном. Предложена математическая модель, описывающая движение клапана с учетом характеристик электромагнитного привода, позволяющая определить закон движения клапана в зависимости от вида электрического напряжения, подаваемого на катушки электромагнитов.

The paper presents the scheme of the electromagnetic individual drive of valve of Internal Combustion Engine and mathematical model. The motor of the valve is providing by use of two electromagnets. The mathematical model created in this paper allows describing dynamical behavior of valve dependence on different electrical voltage.

Последние десятилетия разработчики двигателей внутреннего сгорания (ДВС) активно совершенствуют механизм газораспределения. Интерес к исследованиям в этой области определяется возрастающими требованиями к экономичности, токсичности, удельной мощности моторов.

Переход к индивидуальному приводу клапана газораспределительного механизма позволяет обеспечить получение максимальной мощности или максимального крутящего момента при минимальных расходах топлива. Кроме того, открываются принципиально новые возможности, которые позволяют отключать некоторое количество цилиндров полностью или переводить их на малую нагрузку, так что остальные будут работать более эффективно [1].

Преимущество системы индивидуального привода клапана состоит в том, что время и степень открытия клапанов в любой момент времени могут быть оптимальными для