

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ В ГАЗОВОЗДУШНЫХ ТРАКТАХ МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассадин М. Ю. (МАДГТУ (МАДИ))

Автомобильные бензиновые двигатели часто оснащаются управляемыми впускными системами. Обычно используют управление длиной и проходным сечением трубопроводов, разделение впускного коллектора с помощью управляемой заслонки на части, работающие каждая на свою группу цилиндров, управление фазами газораспределения. При проектировании подобных систем актуальной является задача уже на стадии разработки оценить и выбрать схему управления. Одним из таких оценочных упрощений является гипотеза о суперпозиции волн давления в разветвленных трубопроводах двигателей. Исследование ее возможностей для анализа управляемых впускных систем многоцилиндровых двигателей предложено в работе [1]. Интересной представлялась также проверка выполнимости принципа суперпозиции в выпускном трубопроводе, в существенно более нелинейных условиях, чем на впуске.

Исходя из этих предпосылок на 4-хцилиндровом бензиновом двигателе с рабочим объемом 1500 см. куб., порядок работы 1-3-4-2, проведено экспериментальное исследование взаимодействия волн давления во впускной и выпускной системах. Система впуска представляла собой отсоединяемые патрубки к каждому цилиндру, объединенные общим ресивером. Система выпуска —сдвоенная, настроенная, объединяющая патрубки 1-4 и 2-3го цилиндров. Эксперименты проводились методом отключения цилиндров. При этом от впускной системы отсоединялся соответствующий патрубок, а для исследования выпуска отключалась топливоподача цилиндра. Датчики давления были установлены в патрубке 2-го цилиндра, ресивере впускной системы и в выпускном патрубке 1-го цилиндра.

Суперпозицию волн давления в системе впуска и выпуска можно записать следующим выражением :

$$P^{1234}(\varphi) = P^2(\varphi) + P_2^1(\varphi) + P_2^3(\varphi) + P_2^4(\varphi) \quad (1)$$

где $P^{1234}(\varphi)$ - давление при работе всех цилиндров; $P^2(\varphi)$ - экспериментально определенное давление, создаваемое в патрубке исследуемого цилиндра, когда остальные отключены; $P_2^i(\varphi)$ -давление, создаваемое i -м цилиндром в патрубке исследуемого цилиндра.

При этом компоненты $P_2^i(\varphi)$ в выражении (1) при исследовании системы впуска определялись системой уравнений :

$$\begin{aligned} P_2^1(\varphi) + P_2^3(\varphi) &= P_2^{123}(\varphi) - P^2(\varphi) \\ P_2^1(\varphi) + P_2^4(\varphi) &= P_2^{124}(\varphi) - P^2(\varphi) \\ P_2^3(\varphi) + P_2^4(\varphi) &= P_2^{234}(\varphi) - P^2(\varphi) \end{aligned} \quad (2)$$

где $P_2^{ijk}(\varphi)$ - экспериментально определенное давление в патрубке исследуемого цилиндра, когда включены цилиндры i, j, k ; ; $P_2^i(\varphi)$ - рассчитываемое давление от работы i -го цилиндра в патрубке исследуемого цилиндра.

Сравнение полученных с помощью (1) и (2) кривых давления в патрубке

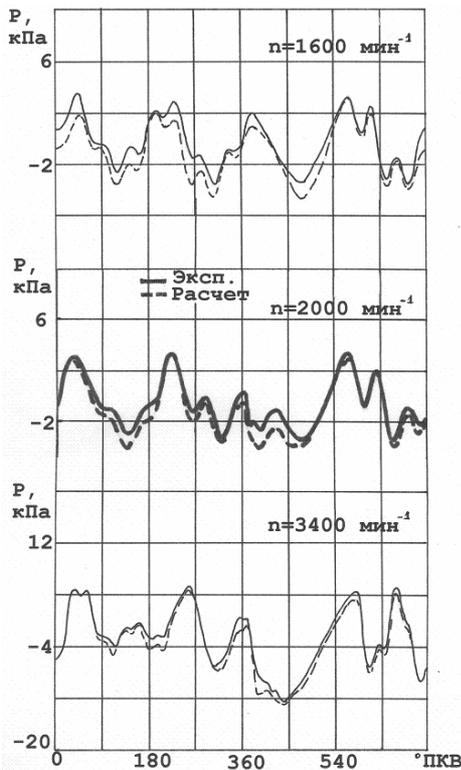


Рис. 1. Суперпозиция на впуске. Расчет по (1)-(2)

ные фазовые и амплитудные расхождения. В связи с этим формула (3) была преобразована для использования данных, полученных при работе 2-х цилиндров так, чтобы при отключении работал хотя бы один цилиндр в ветви. Исходя из предположения, что

$$P^{12}(\varphi) + P^{34}(\varphi) = P^{1234}(\varphi) + P_{\text{пр}}^{1234}(\varphi) \quad (4)$$

и заменив $P_{\text{пр}}^{1234}(\varphi)$ в (3) получим

$$P^{1234}(\varphi) = \frac{1}{2} \left(\sum_{ijk} P^{ijk}(\varphi) - P^{12}(\varphi) - P^{34}(\varphi) \right) \quad (5)$$

где $P^{12}(\varphi)$ и $P^{34}(\varphi)$ - давление, когда работают 1-2, 3-4 цилиндры.

Результаты, полученные по экспериментальным данным с помощью формулы (5), как видно на рис. 2, достаточно хорошо сходятся с кривыми давления при работе всех цилиндров.

Дальнейшие исследования проводились на впускной системе, позволявшей более гибкое изменение экспериментальной конфигурации. Анализ кривых давления, создаваемого другими цилиндрами в патрубке исследуемого, и полученных в результате решения системы (2) показал, что амплитуда и частота этих колебаний примерно соответствуют колебаниям во впускном ресивере при работе только исследуемого 2-го цилиндра, взятых с фазовым сдвигом, соответствующим порядку работы. Расчеты, проведенные по формуле

$$P^{1234}(\varphi) = P^2(\varphi) + \sum_{1,3,4} P_{\text{рес}}^2(\varphi + \Delta\varphi_i), \quad (6)$$

где $P_{\text{рес}}^2(\varphi + \Delta\varphi_i)$ - давление в ресивере при работе только 2-го цилиндра, взятое с фазовым сдвигом, соответствующим i -му цилиндру; $\Delta\varphi_i$ - фазовый сдвиг, град. ПКВ, включающий фазовый сдвиг, соответствующий порядку работы i -го

впускной системы с экспериментально определенным давлением при работе всех 4-х цилиндров, представленное на рис. 1, показало хорошую сходимость результатов расчетов и опытов во всем исследованном диапазоне частот.

Для впускной системы не представилось возможным поставить опыты так, чтобы выделить отдельные компоненты формулы (1). Эксперименты проводились методом отключения топливоподачи, поэтому давление $P^{1234}(\varphi)$ определялось вначале по следующей формуле:

$$P^{1234}(\varphi) = \frac{1}{3} \left(\sum_{ijk} P^{ijk}(\varphi) - P_{\text{пр}}^{1234}(\varphi) \right) \quad (3)$$

где $P^{ijk}(\varphi)$ - экспериментально определенное давление, когда работают три цилиндра из 4-х;

$P_{\text{пр}}^{1234}(\varphi)$ - экспериментально определенное давление на выпуске при прокрутке.

Однако, сравнение результатов расчетов по (3) с данными, полученными при работе всех цилиндров показало, что наблюдаются значительные

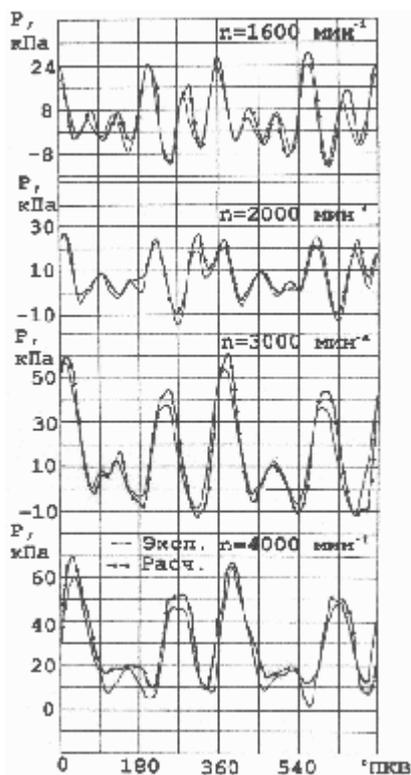


Рис. 2. Суперпозиция на впуске. Расчет по (5).

интегральное давление во впускном патрубке на отрезке между φ_1 и φ_2 ; (φ_1, φ_2) - "значимый" для наполнения участок такта впуска; V_{φ_2} - объем цилиндра в φ_2 ; V_h - рабочий объем цилиндра; k - показатель адиабаты; L - коэффициент пропорциональности.

Границы "значимого" участка такта впуска подбирались по экспериментальным данным о наполнении двигателя по внешней скоростной характеристике при условии их линейной зависимости от частоты вращения и независимости от нее коэффициента L . Границы этого участка представлены на рис. 4. Значение L при данных условиях составило 1.01. На рис. 4 также показано сравнение наполнения, полученного измерением расхода воздуха при испытаниях и рассчитанного по формуле (7) с использованием замеров давления в патрубке впускного трубопровода в случае работы всех 4-х цилиндров. Как видно, совпадение рассчитанных и измеренных данных о наполнении весьма хорошее. Особенно интересным в данном случае представлялось применение расчета наполнения по данным давления, полученным по формуле (6). Такое сравнение представлено на рис. 4. Несколько худшее совпадение результатов расчета и экспериментально полученных данных тем не менее представляется достаточным для рассмотрения некоторых вариантов управляемых впускных систем и оценки эффектов, которые могут быть получены при помощи управления их параметрами.

цилиндра и фазовый сдвиг, соответствующий расстоянию от патрубка i -го цилиндра до места установки датчика давления.

Измерения показали (рис. 3) удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными при всех подключенных цилиндрах. Таким образом, при помощи данных о колебаниях давления во впускном патрубке и ресивере для одного работающего цилиндра, полученных экспериментально или в результате расчета по математической модели, с помощью принципа суперпозиции можно имитировать впускную систему многоцилиндрового двигателя.

На базе имевшихся экспериментальных данных, по образцу модели, предложенной в [1], была построена модель наполнения данного двигателя в виде:

$$\eta_v = L \frac{V_{\varphi_2}}{V_h} \left[\frac{P_{|\varphi_1|}}{P_0} \right]^{1/k} \quad (7)$$

где $P_{|\varphi_1|}$ - среднее

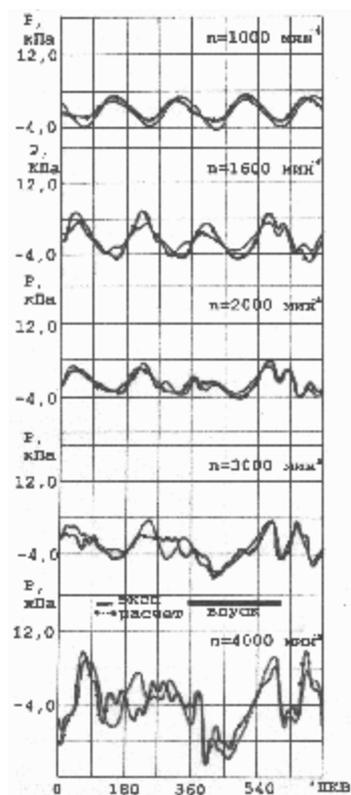


Рис. 3 Суперпозиция на впуске. Расчет по (6).

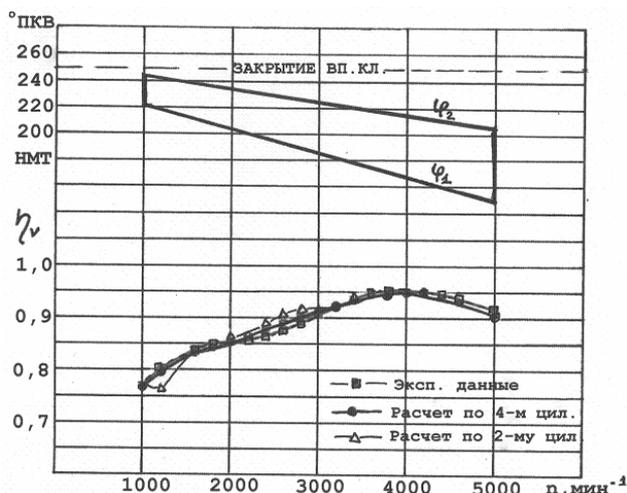


Рис.4 Результаты моделирования наполнения по внешней скоростной характеристике.

Для иллюстрации такого подхода представим впускную систему в которой сгруппированы 1-4 и 2-3 цилиндры, ресиверы этих групп связаны трубопроводом длиной l с заслонкой. В рамках предложенной модели, без учета затухания колебаний и влияния диаметра трубопровода, мы можем рассчитать наполнение при различной длине этого трубопровода, вводя в формуле (6) поправку $\Delta\phi_i$ на время прохождения волной соединительного трубопровода. При этом $l=0$ будет соответствовать работе обеих групп в общий ресивер, а $l=\infty$ - закрытой заслонке. Результаты такого расчета показаны на рис. 5б.

Как видно, наблюдается отчетливо выраженный пиковый рост наполнения в зависимости от длины трубопровода l в районе средних частот вращения.

Таким образом, проведенные опыты показали удовлетворительное соответствие результатов, полученных исходя из гипотезы о суперпозиции волн давления экспериментальным данным для газоздушных трактов с различными газодинамическими характеристиками и конструктивным исполнением. Предложенный подход к моделированию разветвленных систем газообмена с использованием принципа суперпозиции и оценки эффектов от применения управляемых систем по результатам моделирования или испытаний на одном цилиндре представляется вполне оправданным.

Литература:

1. Variable Induction Systems to Improve Volumetric Efficiency at Low and/or Medium Engine Speeds. I. Matsumoto, A. Ohata. SAE Techn. Pap. Ser. 1986, #860100, pp11.

На модели были проанализированы возможности попарной группировки цилиндров 4-х цилиндрового двигателя. На рис. 5а. видно, что комбинация работы 2-го и 3-го цилиндров дает заметный пик наполнения в области средних частот вращения, а 2-го и 4-го - в области частот вращения, соответствующих максимуму крутящего момента данного двигателя. Разумеется, данный расчет не дает точной количественной оценки, особенно если учесть, что крутящий момент в этой области частот вращения ограничен детонацией, но позволяет найти схему организации управления процессом впуска.

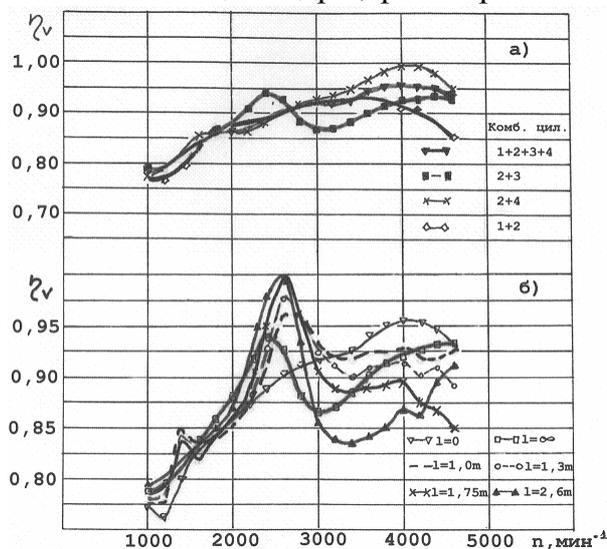


Рис.5 Моделирование вариантов управляемой системы впуска.