

СРАВНЯВАНЕ НА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗМЕРЕНИТЕ И ТЕОРЕТИЧНО ПОЛУЧЕНИТЕ СТОЙНОСТИ ЗА НАЛЯГАНЕТО В ПЪЛНИТЕЛНИЯ ТРЪБОПРОВОД НА БЕНЗИНОВ ДВИГАТЕЛ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ

ИНЖ. ПЛАМЕН ПУНОВ

Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт”, Технически университет, София, България
plamen_punov@tu-sofia.bg

ДОЦ. Д-Р ТЕОДОСИ ЕВТИМОВ

Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт”, Технически университет, София, България
tevtimov@tu-sofia.bg

Abstract:

В публикацията са проведени теоретични и експериментални изследвания на изменението на налягането по дължината на пълнителния тръбопровод и различни режими на работа на бензинов двигател. Направено е съпоставяне на получените резултати и с помощта на средната грешка между теоретичните и експерименталните криви е извършена оценка на приложимостта на математичния модел за бъдещи изследвания.

Keywords: intake manifold, engines, pressure, unsteady flow, gas exchange, finite difference method.

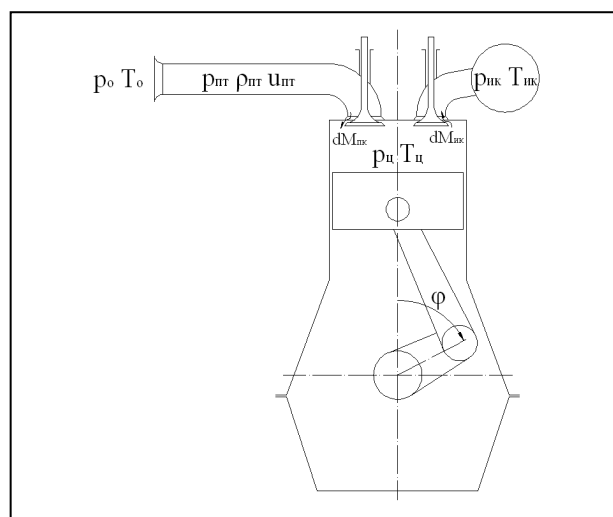
1. Въведение

Проектирането и конструирането на съвременните двигатели с вътрешно горене е съпроводено с провеждането на голям брой теоретични и експериментални изследвания на работните процеси. В процеса на цялостното математично моделиране на работния процес в двигателите от особено значение е точното определяне на стойностите на налягането в пълнителния тръбопровод и най-вече в сечението пред пълнителния клапан. Това позволява адекватно определяне на масата работно вещество, постъпило в цилиндъра във всеки момент от ъгъла на завъртане на колянвия вал и изчисляване на коефициента на пълнене, който е важен параметър за двигателите, определящ съвършенството на протичащите газообменни процеси. Практическата приложимост на всеки един математичен модел се оценява след оценка на получените резултати по експериментален път при условия максимално близки до тези в модела.

В тази връзка целта на публикацията е съпоставяне на резултатите за налягането в пълнителния тръбопровод, получени по теоретичен и експериментален път в различни сечения и режими на работа на двигателя, и оценка на грешката между тях.

2. Теоретична постановка

При съставяне на математичния модел, описващ процесите в пълнителния колектор на двигателите с вътрешно горене е използван модел на двигателя показан на *фиг. 1*. За целите на моделирането е използван едноцилиндров бензинов двигател, с един пълнителен и един изпускателен кла-



Фиг. 1. Модел на пълнителния тръбопровод на едноцилиндров бензинов двигател
Пълнителната система на двигателя за максимално опростяване е съставена от индивидуален пълнителен тръбопровод.

След задълбочено проучване на методите за моделиране на процесите в пълнителните тръбопроводи [1], е използван математичен модел, който описва неустановено едномерно течение на реален флуид. Определянето на параметрите в цилиндъра на двигателя се осъществява с математичен модел базиран на първия принцип на термодинамиката за отворена термодинамична система. За определяне на параметрите в граничните точки на пълнителния тръбопровод се използват гранични условия, които дават връзка между параметрите в тръбопровода и околната среда от едната страна и цилиндъра от другата страна. Също така с помощта на граничните условия се определя и скоростта на

изтичане на работното вещество през пълнителния клапан.

Движение на работното вещество в пълнителния тръбопровод може да бъде описано чрез уравненията за непрекъснатостта, за движение, и съхранение на енергията, записани за едномерен поток в следния вид [2]:

$$(1) \quad \frac{\partial \rho_{пт}}{\partial t} + u_{пт} \frac{\partial \rho_{пт}}{\partial x} + \rho_{пт} \frac{\partial u_{пт}}{\partial x} = 0$$

$$(2) \quad \frac{\partial u_{пт}}{\partial t} + u_{пт} \cdot \frac{\partial u_{пт}}{\partial x} + \frac{1}{\rho_{пт}} \cdot \frac{\partial p_{пт}}{\partial x} + \frac{1}{2} \cdot u_{пт} \cdot |u_{пт}| \cdot f_{пт} \cdot \frac{4}{d_{пт}} = 0$$

$$(3) \quad \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho_{пт} \cdot \left(e_{пт} + \frac{u_{пт}^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho_{пт} u_{пт} \cdot \left(e_{пт} + \frac{u_{пт}^2}{2} + \frac{p_{пт}}{\rho_{пт}} \right) \right] - \rho_{пт} \cdot q = 0,$$

Така представената система от частни диференциални уравнения (1), (2) и (3) може да се запише във векторен вид по следния начин:

$$(4) \quad \frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F(W)}{\partial x} + C(W) = 0,$$

където

$$(5) \quad W = \left\{ \begin{array}{l} \rho_{пт} \\ \rho_{пт} \cdot u_{пт} \\ 1 \\ \frac{1}{k_{пт} - 1} \cdot p_{пт} + \rho_{пт} \cdot \frac{u_{пт}^2}{2} \end{array} \right\}$$

$$(6) \quad F = \left\{ \begin{array}{l} \rho_{пт} \cdot u_{пт} \\ \rho_{пт} \cdot u_{пт}^2 + p_{пт} \\ u_{пт} \left(\frac{k_{пт}}{k_{пт} - 1} \cdot p_{пт} + \rho_{пт} \cdot \frac{u_{пт}^2}{2} \right) \end{array} \right\}$$

$$(7) \quad C(W) = \left\{ \begin{array}{l} 0 \\ \rho_{пт} \cdot u_{пт} \cdot |u_{пт}| \cdot \frac{2 \cdot f_{пт}}{d_{пт}} \\ \left(\rho_{пт} \cdot \frac{2 f_{пт} \cdot |u_{пт}|}{d_{пт}} \cdot c_{рпт} \cdot (T_w - T_{пт}) \right) \end{array} \right\}.$$

За решаване на векторното уравнение (4) е използван двустъпковият метод на Лакс-Вендров, с помощта на който се определят стойностите на елементите W, F и C във всяка точка от изчислителното поле без граничните точки. Параметрите на потока се изразяват лесно чрез елементите на вектора W :

$$(8) \quad \rho_{пт} = W(1), \quad u_{пт} = \frac{W(2)}{W(1)},$$

$$(9) \quad p_{пт} = (k_{пт} - 1) \cdot \left[W(3) - \frac{1}{2} \cdot \frac{W(2)^2}{W(1)} \right]$$

Параметрите в граничните точки зависят едновременно от процесите, протичащи в тръбопровода, и от параметрите на флуида извън тръбопровода. В зависимост от условията на протичане в различните сечения се ползват комбинация от уравненията за непрекъснатостта, за съхранение на енер-

гията, за състоянието и вълновите уравнения. При описанието на процесите се счита, че движението на работното вещество в граничните точки е квазистационарно и адиабатно.

При моделирането на процесите в цилиндъра се приема, че параметрите на работното вещество са равномерно разпределени в него и скоростта е равна на нула [4]. При тези допускания процесите в цилиндъра се описват с помощта на първия принцип на термодинамиката за една отворена термодинамична система:

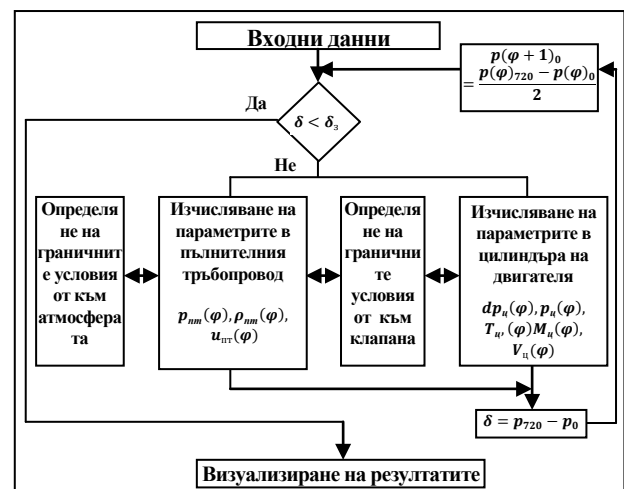
$$(10) \quad dQ \pm \sum_1^n h_i \cdot dM_i = d(M \cdot U) + p \cdot dV,$$

Като се преобразува уравнение (10) се получава зависимост за изменение на налягането в цилиндъра на двигателя във функция от ъгъла на завъртане на коляновия вид, която има следния обобщен вид:

$$(11) \quad \frac{dp_{ц}}{d\varphi} = p_{ц} \cdot \left(\frac{g_{ц} \cdot H_u \cdot dX}{c_v \cdot T_{ц} \cdot M_{ц}} \cdot \frac{dX}{d\varphi} + \frac{c_{p0} \cdot T_{пт} \cdot dM_{пк}}{c_v \cdot T_{ц} \cdot M_{ц}} \cdot \frac{dM_{пк}}{d\varphi} - \frac{k}{M_{ц}} \cdot \frac{dM_{пк}}{d\varphi} - k \cdot \frac{d \ln V_{ц}}{d\varphi} \right) - \frac{2}{3} \cdot (k - 1) \cdot \frac{D/2 + H}{D \cdot H} \cdot \frac{\alpha_w \cdot (T_{ц} - T_{wц})}{n}.$$

3. Описание на програмата за теоретични изследвания

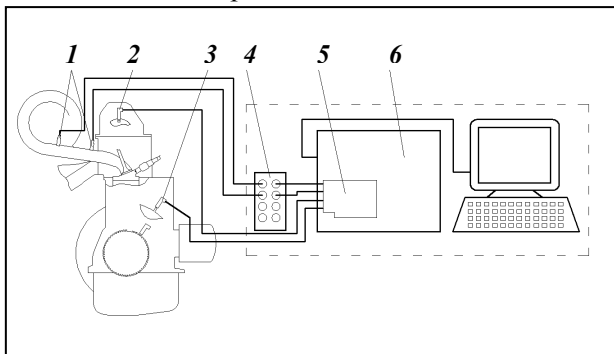
За изследване на газодинамичните процеси в пълнителните тръбопроводи на бензиновите двигатели с вътрешно горене е разработен алгоритъм с помощта на програмата Matlab *фиг.2*. При създаването на програмата са използвани математичните модели, описващи едномерното неустановено движение на работното вещество в пълнителния тръбопровод, съответните гранични условия в двата края на тръбопровода и моделът, основаващ се на първия принцип на термодинамиката за определяне на параметрите в цилиндъра на двигателя.



Фиг.2. Блок схема на изчислителния алгоритъм, разработен в програмната среда на Matlab

4. Експерименталната уредба

Експерименталните изследвания са проведени на двигател *BA3 21011* в условията на стендови изпитания. Към двигателя е монтирана хидравлична спирачка *Шенк* с мощност 150 к.с. и максимална честота на въртене 7500 min^{-1} . За нуждите на изследванията бе монтирана нова пълнителна система с индивидуални пълнителни тръбопроводи към всеки цилиндър и дължина от 500 mm .



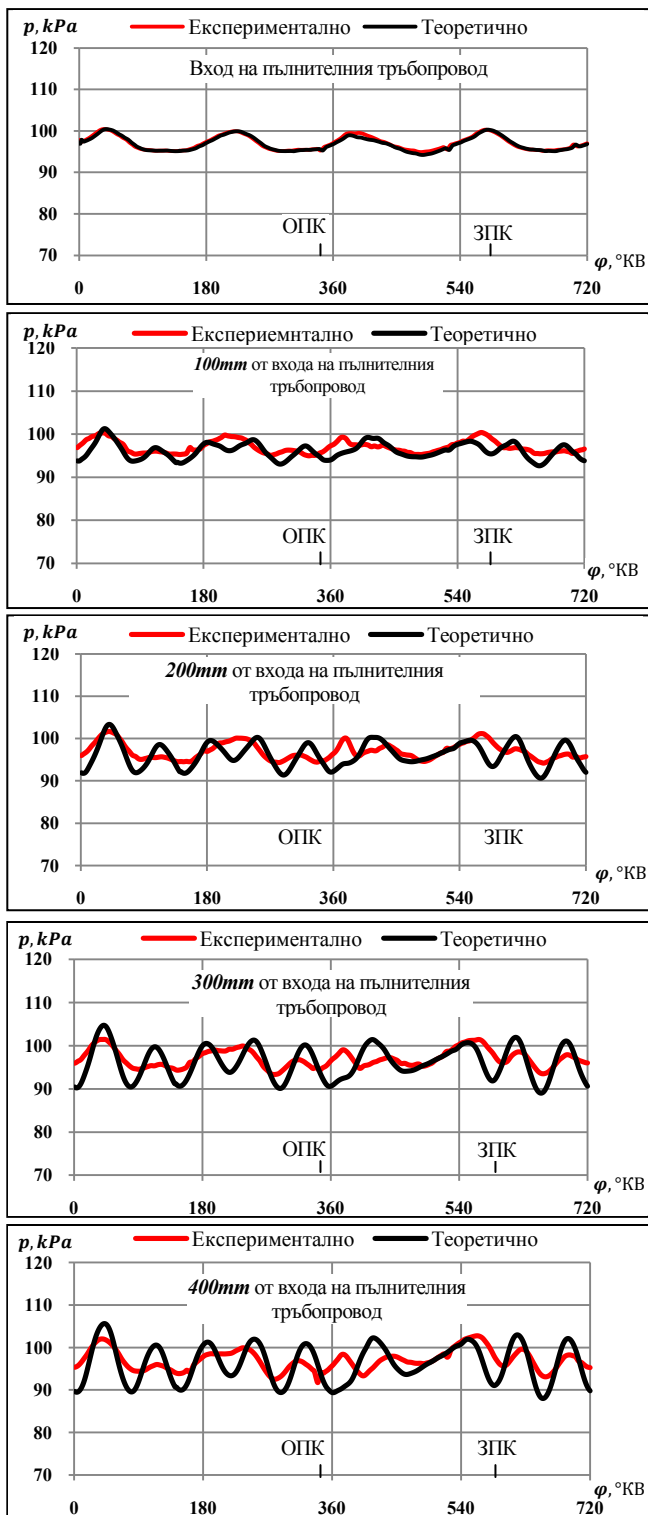
Фиг. 3. Обща схема на измервателната система

На *фиг. 3* схематично е представена измервателната система. За измерване на налягането в тръбопровода са монтирани пиезокварцови възприематели на фирмата „PCB“ модел *112A22* позиция *1*. Измерването на налягането е извършено в пет сечения по дължината на пълнителния тръбопровод на разстояния 100 mm едно от друго. Възприемателите се захранват с помощта на захранващ модул *482A22* позиция *4*. Аналоговият сигнал от възприемателя се подава на аналого-цифров преобразувател *5* монтиран в персоналния компютър *6*. Използваният аналого-цифров преобразувател *PCI-6221(37-Pin)* е продукт на фирмата „National Instruments“. Положението на колянвия вал се определя с помощта на възприемател *2*, работещ на принципа на Хол поставен на маховика на двигателя. Чрез индукционния възприемател *3* работещ със зъбния венец на шайбата на вала се получава информация за честотата на въртене на двигателя. Всички сигнали постъпващи в аналого-цифровия преобразувател се обработват, визуализират и записват с помощта на програмата „LabVIEW“.

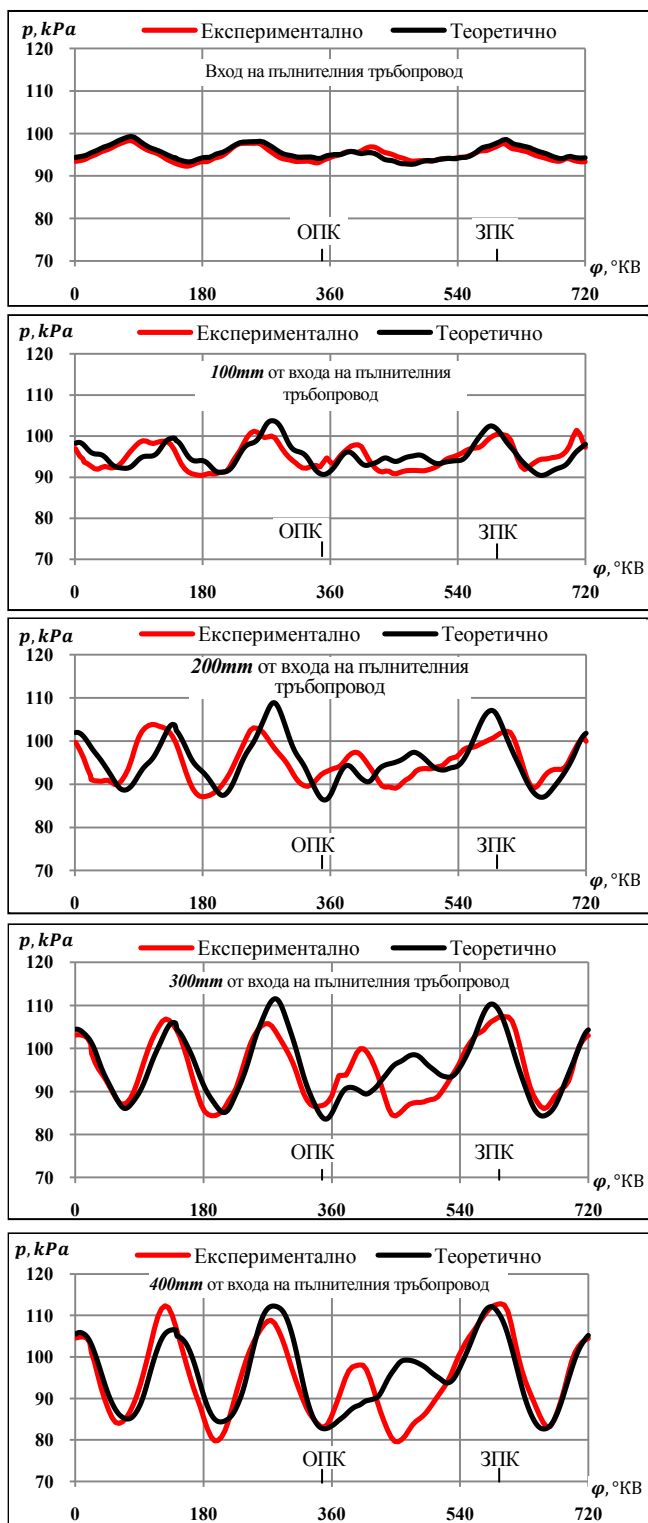
5. Сравняване на получените резултати

След проведените експериментални изпитания и обработване на получените данни са построени графични зависимости за изменението на налягането в пълнителния тръбопровод на първи цилиндър на изпитвания двигател, във функция от ъгъла на завъртане на колянвия вал за един работен цикъл, в пет сечения по дължината на тръбопровода и в честотния диапазон от 2000 до 5000 min^{-1} през интервал от 500 min^{-1} . Експерименталните данни за налягането са съпоставени с тези, получени по теоретичен път в съответните сечения и честотни режими. За по-добра съпоставимост на резултатите за налягане на входа на пълнителния

тръбопровод е зададено експериментално измереното налягане в ресивера на двигателя при съответните честоти на въртене на двигателя. Теоретично получените резултати за изменението на налягането графично са представени заедно с експерименталните, което позволява по-лесното им съпоставяне



Фиг. 4. Изменение на налягането, получено по експериментален и теоретичен път при честота на въртене $n = 2000 \text{ min}^{-1}$



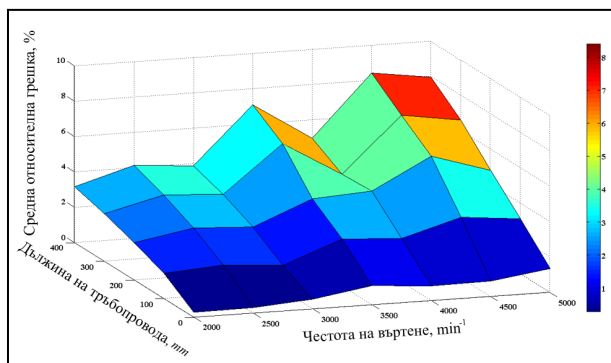
Фиг.5. Изменение на налягането, получено по експериментален и теоретичен път при честота на въртене $n = 4000 \text{ min}^{-1}$

Получените резултати показват добро качествено съвпадение между кривите. Известни разминавания между резултатите се получават в периода, в който пълнителният клапан е отворен.

За количествено сравняване на резултатите се използва средната относителна грешка между експерименталните и теоретичните стойности на налягането за един работен цикъл на двигателя. Математически разликата се описва от следната зави-

СИМОСТ:

$$(12) \Delta p_{cp}[\%] = \sum_{i=1}^{720} \frac{|p_{i(m)} - p_{i(e)}|}{p_{i(e)}} \cdot \frac{1}{720} \cdot 100$$



Фиг.6. Изменение на средната относителна грешка между експерименталните и теоретичните стойности на налягането в пълнителния тръбопровод във функция от честотата на въртене и неговата дължината.

Обобщените резултати за относителната грешка са показани на фиг.6. Анализът на резултатите показва, че относителната грешка се увеличава при отдалечаване от входа на пълнителния тръбопровод и с нарастване на честотата на въртене, като максималната стойност не превишава 8,4%.

6. Изводи

- Относителната грешка между теоретичните и експерименталните стойности нараства вследствие на увеличаването на амплитудите в изменението на налягането;
- Качествени разлики между теоретичните и експерименталните резултати се наблюдават главно през периода на процеса пълнене;
- Максималната относителна грешка от 8,4% показва, че предложеният математичен модел, с приемлива за практиката точност, може да се използва за бъдещи теоретични изследвания.

Благодарности

„Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са финансирани от Вътрешния конкурс на ТУ–София – 2009”

Литература

- [1] Евтимов, Т., Пунов, П., Математично моделиране на газодинамичните процеси в пълнителния колектор на двигателите с вътрешно горене, trans&MOTAUTO'06, Варна, 2006.
- [2] Winterbone, D. E. and Pearson, R. J. Theory of Engine Manifold Design, 2000 (Professional Engineering Publishing, Bury St Edmunds and London).