

BASIC EQUATIONS OF WAVE PROPAGATION AND REFLECTION IN INTAKE MANIFOLD¹³

M. Eng. Ivaylo Nikolaev Borisov, PhD student,

Department of Engines and Vehicles,

University of Ruse "Angel Kanchev"

Tel.: 0888 469 868

E-mail: iborisov@uni-ruse.bg

Assoc. Prof. Simeon Iliev, PhD

Department of Engines and Vehicles,

University of Ruse "Angel Kanchev"

Phone: +359 82 888 331

E-mail: spi@uni-ruse.bg

Abstract: During the intake stroke the pressure inside the intake system decreases. The pressure becomes smaller than the atmospheric and air starts accelerating towards the cylinder, hence increasing its kinetic energy. The closing of the intake valve creates a pressure wave due to compressibility of air. The pressure wave will travel through the intake system multiple times creating resonance. The intake system can be designed in such a way that the opening of the valve and the returning pressure wave to the valve coincide, increasing the amount of air inside the cylinder.

Keywords: ICE, intake manifold, pressure waves

ВЪВЕДЕНИЕ

В реалните двигатели съществуват два вида вълни, които се срещат както в пълнителната така и в изпускателната система, вълни причинени от свиването и такива причинени от разширението на въздушната смес.

Вълните причинени от свиването на въздушната смес, пътуват от зони с по-високо налягане към зони с по-ниско налягане, като през този процес се увеличава температурата и налягането. В момента преди отварянето на изпускателния клапан, налягането в изпускателната система е по-ниско от това в цилиндъра. Когато изпускателния клапан се отвори, газовете напускащи цилиндъра са с много голяма температура и налягане, като при напускането на цилиндъра, се създава вълна от тяхното разширяване, която се разпространява по цялата изпускателна система.

Вълните причинени от разширяването на въздушната смес, имат същия принцип, но са насочени в обратна посока, противоположно на вълните причинени от свиването на въздушната смес. И двата вида вълни се създават по едни и също време, но посоките им на движение са различни. През тяхното разпространение, температура и налягането им намаляват.

Съществуват много методи за изчисление на налягането в пълнителната система, използвани в практиката и усъвършенствани през годините. Решението на тези методи, до голяма степен се базира на теорията за разпространение на звук в дадена среда, чиито уравнения са изведени от учени като Лаплас, които установяват връзката между звука и вълните. При протичането на различните процеси в двигателя, движението на въздуха в пълнителната и изпускателната системи се описва именно от тези уравнения, които са в основата на решаването на този тип задачи.

¹³ Докладът е представен на научна сесия на 27 октомври 2023 г. с оригинално заглавие на български език: ОСНОВНИ УРАВНЕНИЯ ПРИ РАЗПРОСТРАНЕНИЕТО И ОТРАЗЯВАНЕТО НА ВЪЛНИ В ПЪЛНИТЕЛНИЯ КОЛЕКТОР.

Ако пълнителната система е конструирана по такъв начин, че вълните които се създават в нея съвпадат с отварянето на клапаните, то налягането в цилиндъра ще е по-голямо от това на атмосферното, и количеството гориво-въздушна смес постъпило в цилиндъра, според някой автори [2], може да се удвои. Този ефект се постига чрез подбирането на дължината на пълнителния колектор. Чрез подбирането на дължината, се влияе не само върху мощността и момента, но и на честотата на въртене на двигателя при която се постигат максималните им стойности [3]. От което следва, че може да се избере такава дължина на пълнителния колектор, която да удовлетвори изискванията към двигателя при даден режим на работа. От друга страна това може да се разгледа и като недостатък, защото оптималната работа на двигателя ще бъде ограничена в сравнително малък диапазон от работната честота на двигателя. Друг фактор оказващ влияние е диаметъра на пълнителния колектор. С намаляването на диаметъра, скоростта на въздуха се увеличава, което води до по-голямо количество въздух постъпило в цилиндъра, но се увеличават загубите между флуида и стените на колектора.

Ето защо конструирането на съвременните двигателите по начин, по който този ефект е налице, както и предимствата които той предлага, са от съществено значение. С напредването на изчислителната мощност на компютрите прилагането на тези уравнения за решаването на комплексни проблеми става по-лесно и по-бързо.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Обикновено при решаването на задачи свързани с пълнителните тръбопроводи при двигателите се разглеждат два типа вълни: линейни и нелинейни вълни. Линеините вълни са тези вълни, върху които действа външно въздействие, чиято амплитуда е по-малка от амплитудата на потока преди появата на това външно въздействие. Това води до класическата формулировка за вълна:

$$\frac{\partial^2(\Delta p)}{\partial t^2} = a_0^2 \frac{\partial^2(\Delta p)}{\partial x^2} \quad (1.1.)$$

Уравнение (1.1.) описва движението вълната в хомогенна среда, при постоянна скорост a_0 . Скоростта на вълната е независима от формата на вълната както посоката на разпространение. Аналитичното решение на уравнение (1.1.) може да се извърши като вълната се представи като функция на времето.

За да се реши уравнението, когато вълната е представена като функцията на времето е необходима уравнение (1.1.) да се представи във вида

$$\frac{\partial^2 P_e}{\partial t^2} = a_0^2 \frac{\partial^2 P_e}{\partial x^2} \quad (1.2.)$$

където P_e е разликата в наляганите на вълната преди външното въздействие и след външното въздействие $P_e = P - P_0$, с решения от вида:

$$P_e = f\left(t - \frac{x}{a_0}\right) + g\left(t + \frac{x}{a_0}\right) \quad (1.3.)$$

където f и g представляват надлъжни вълни разпространяващи се в противоположни посоки. Сумата от самостоятелните вълни дава резултантната вълна.

Ако се вземат предвид вълните разпространяващи се само в положителна посока x ($g = 0$), уравнение (1.3.) приема вида

$$P_e = f(x - a_0 t) \quad (1.4.)$$

Като се вземе под внимание, че амплитудата остава постоянна, то следва, че $(x - a_0 t)$ е константа

$$x = a_0 t + \text{const} \quad (1.5.)$$

Връзката между P_e и скоростта на флуида u по посока на движението на флуида се дава чрез:

$$P_e + \rho_0 a_0 u = 0 \quad (1.6.)$$

Скоростта на вълната движеща се в положителна и отрицателна посоки има вида

$$u = \frac{1}{\rho_0 a_0} [f(x - a_0 t) - g(x + a_0 t)] \quad (1.7.)$$

Масовия дебит придобива вида

$$\dot{m} = \rho_0 u V \quad (1.8.)$$

където V е напречното сечение на тръбопровода.

Нелинейните вълни, за разлика от линейните, при движението им тяхната амплитуда се променя и е възможна появата на шокови зони.

Скоростта на флуида като функция на налягането има вида

$$u = \frac{2a_0}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{(k-1)/2k} - 1 \right] + u_0 \quad (1.9.)$$

Скоростта на разпространение на точка от вълната, представлява сумата от скоростта на флуида в тази точка и скоростта на звука в същата точка, което дава

$$c = \frac{2a_0}{k-1} \left[\frac{k+1}{2} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(k-1)/2k} - 1 \right] + u_0 \quad (1.10.)$$

където k е отношението на специфичните топлини на средата в която вълната се разпространява.

От уравнение (1.9.) се вижда, че скоростта на разпространение на вълната се увеличава с увеличаването на налягането. Когато налягането стане много голямо се образува шок зона и тогава уравнения (1.9.) и (1.10.) вече не са валидни. Поведението на вълната се описва най-добре чрез следните уравнения:

$$u = a_0 \frac{\left[\frac{p}{p_0} - 1\right]}{\left[\frac{k(k-1)}{2} \left\{\left(\frac{k+1}{k-1}\right) \frac{p}{p_0} + 1\right\}\right]^{1/2}} + u_0 \quad (1.11.)$$

и

$$u = a_0 \left[\frac{k-1}{2k} \left\{\left(\frac{k+1}{k-1}\right) \frac{p}{p_0} + 1\right\}\right]^{1/2} + u_0 \quad (1.12.)$$

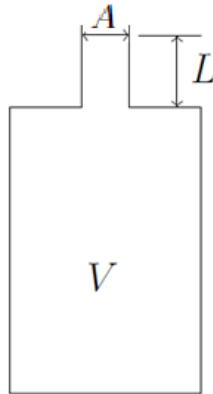
Настройването на пълнителната система се свежда до това, че за решаването на задачата се използва резонатор на Хемхолц от първи род (фиг.1.).

Напълването на цилиндрите в избраната честота на въртене зависи от резонантната честота на пълнителната система, която от своя страна зависи от положението на пълнителния клапан (отворен или затворен). Тази честота представлява вибрирането на въздуха в пълнителната система. Когато клапанът е затворен, резонантната честота се дава чрез:

$$f = \frac{a}{4L} \quad (1.13)$$

където a е скоростта на въздуха в тръбопровода, m/s;

L е дължината на тръбопровода.



Фиг.1. Резонатор на Хемхолц

Когато клапанът е отворен, системата се представя като резонатор на Хемхолц. Това вибриране се получава когато въздуха в тръбопровода се придвижва към цилиндъра. Резонатора в този случай, може да се представи като маса окачена на пружина, където масата е масата на въздуха, а честотата на резониране е пропорционална на скоростта на въздуха [8].

$$n = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{LV}} \quad (1.14)$$

където n -честота на резониране, Hz;
 c -скорост на звука в среда въздух, m/s;
 A -площта на напречното сечение на тръбопровода, m²;
 L -дължина на тръбопровода, m;
 V -обем на кухината, m³.

ИЗВОДИ

Оптимизирането на пълнителната система се извършва по начин по който се използва ефекта от пулсациите в налягането, за да се увеличи обема на въздуха постъпил в цилиндъра, а от там и на коефициента на пълнене. Подбирането на дължината на пълнителния колектор при определена честота на работа на двигателя, да бъде такава, че фронта на вълната, където налягането е най-голямо, да съвпадне с отварянето на клапана ще подобри коефициента на пълнене.

Конструирането на пълнителната система така, че честотата с която резонира да е около два пъти честотата на буталото, ще даде оптимални резултати.

Създаването на оптимална пълнителна система е основна задача пред конструкторите. Подобряването на коефициента на пълнене има многобройни ползи, както за работата на двигателя така и на отделяните емисии.

REFERENCES

- Mendoza-Pinon, A. (2011). *An empirical and simulation study on pressure wave propagation in diesel manifolds*. Electroni theses and dissertations, University of Windsor.
- Makgata, K., W. (2005). *Computational analysis and optimisation of the inlet system of a high-performance rally engine*, University of Pretoria.
- Gilani, R. (2012). *Engine simulaton model for a formula SAE race*. Master thesis, Lulea University.
- Moster, D. (2012). *Intake manifold design for an air restricted*. Master thesis, Univeristy of Cincinnati.
- Singh, A. (2014). *Intake manifold design using computational fluid dynamics*. Lovely Proffesional University Phagrawa, Punjab, India.
- Yassine, M., (2019). *Multi-physics modelling of the intake line of an internal combustion engine*. École centrale de Nantes, France.
- Davis, B. (2006). *Optimization of an intake manifold for an internal combustion engine*. Youngstown state University, Ohio. USA.