

ОПТИМИЗИРАНЕ ГЕОМЕТРИЧНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ИЗПУСКАТЕЛНАТА СИСТЕМА НА БЕНЗИНОВ ДВИГАТЕЛ

OPTIMIZATION OF THE GEOMETRIC PARAMETERS OF THE EXHAUST SYSTEM OF A GASOLINE ENGINE

ОПТИМИЗИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМА ВЫПУСКА БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

PhD Eng. Punov P., Ass. Prof. PhD Eng. Evtimov T.
Technical University – Sofia, Bulgaria

Abstract: The publication discusses the optimization of the geometric parameters on exhaust system of racing gasoline engine. To optimize the exhaust system has been made a complete engine model with Ricardo Wave including an engine dimensions, geometry of intake manifold, valves diameter and lift, geometry of exhaust system, combustion heat release, cylinder heat transfer and others. With model were obtained an output engine power with different exhaust pipes length. On base of output power comparison in speed interval 6000-9000rpm was defined length of first and second pipes on exhaust system.

KEYWORDS: RACING ENGINE, EXHAUST SYSTEM, ENGINE OPTIMIZATION, COMPUTATIONAL MODEL

1. Въведение.

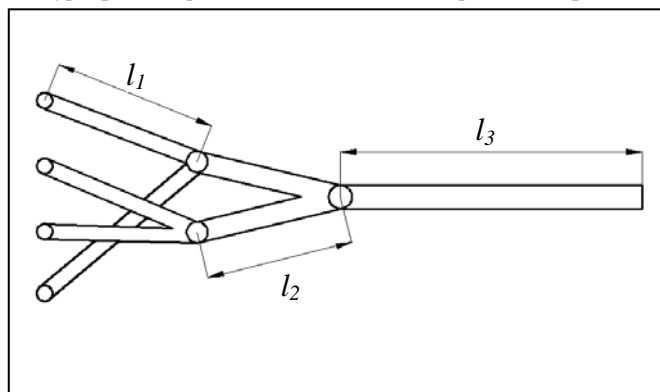
Конфигурацията и геометричните размери на изпускателната система оказват силно влияние върху мощностните показатели на бензиновите двигатели. Причината за това е цикличността на работа на буталните двигатели, която води до създаване на силно неустановено движение на отработилите газове в изпускателните тръбопроводи. При подходящо конструиране на изпускателната система се постига оптимално изменение на налягането в тръбопровода след изпускателния клапан, което осигурява допълнително очистване на цилиндъра от отработили газове през периода на продухване около ГМП на буталото [2, 3]. Първостепенно изискване към двигателите предназначени за състезателни автомобили е постигане на висока максимална мощност и благоприятно изменение на нейните стойности в работния честотен диапазон. Поради това при конструирането на тези двигатели се обръща особено внимание на конфигурирането и оразмеряването на изпускателната система. Процесът на конфигуриране има за цел да определи начина на свързване на изпускателните тръбопроводи от всеки цилиндър до края на системата, където отработилите газове излизат в атмосферата. При 4-ри цилиндровите двигатели, които се използват най-често при рали автомобилите е характерно оформянето на изпускателната система по два начина. В единия вариант изпускателните тръбопроводи от всички цилиндри се обединяват в един до края на системата, а при втория четирите тръбопровода се обединяват два по два и в последствие се сливат в един. Най-широко приложение при съвременните двигатели намира вторият вариант. В някои случаи в зависимост от техническите регламенти или от изискванията в страните, където се провеждат състезания е необходимо в изпускателната система да бъдат предвидени елементи за намаляване нивото на шума и добавяне на каталитичен неутрализатор. Процесът на проектиране завършва с определяне на дължините на отделните тръбопроводи, диаметрите на тръбите, геометричните размери на катализаторите и т.н., което може да се постигне теоретично с помощта на съвременни програмни продукти или експериментално чрез стендови изпитания. За постигане на максимално добри крайни показатели най-добре е комбинирането на теоретичните изчисления с последващи експериментални изпитания на няколко варианта на изпускателната система.

Изхождайки от необходимостта за конструиране на изпускателна система, осигуряваща максимални мощностни показатели на четири цилиндров двигател, предназначен за състезателен автомобил, целта на настоящата публикация е оптимизиране на геометричните параметри на тръбопроводите,

като се използва програмен продукт базирана на математичните модели описващи неустановеното движение на флуида в изпускателната система.

2. Конфигуриране на изпускателната система.

За изследваният двигател е избрана съвременна конструкция на изпускателната система, при която изпускателните тръбопроводи от двигателя се съединяват в два и впоследствие в един общ до края на изпускателната система *фиг.1*. За да се осигури равномерно очистване на цилиндрите от отработили

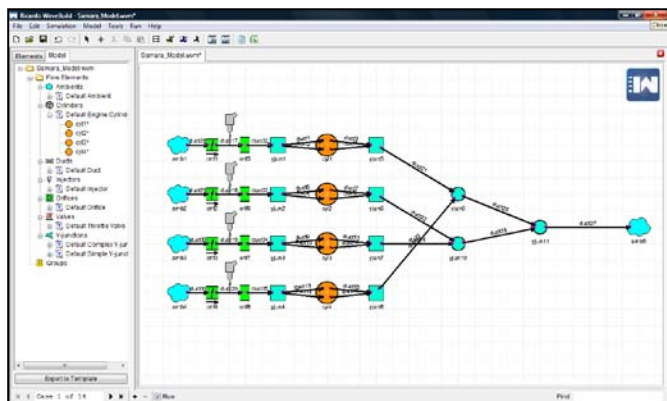


Фиг.1. Конфигурация на изпускателната система след цилиндровата глава на двигателя

газове в първото място на свързване са обединени изпускателните тръбопроводи съответно на първи и четвърти и втори и трети цилиндър. Избраната конструктивна схема осигурява нива на шума от двигателя в допустимите граници, съгласно регламентите на международната автомобилна федерация (FIA) без да се използват допълнителни шумозаглушителни елементи в конструкцията [5]. Тъй като в нашата страна няма изискване за използване на каталитични неутрализатори такъв не е предвиден в конфигурацията на изпускателната система. Общата дължина на системата е съобразена с конфигурацията на пода на автомобила и неговите габаритни размери, като е предвидено отвеждането на отработилите газове да се осъществява под задната броня на автомобила.

3. Моделиране на изследвания двигател в работната среда на Ricardo Wave.

За провеждане на теоретичните изследвания е създаден модел на двигателя в работната среда на Ricardo Wave *фиг.2*. Програмата Ricardo Wave представлява графична среда



Фиг.2. Модел на изследвания двигател, разработен в програмната среда на Ricardo Wave.

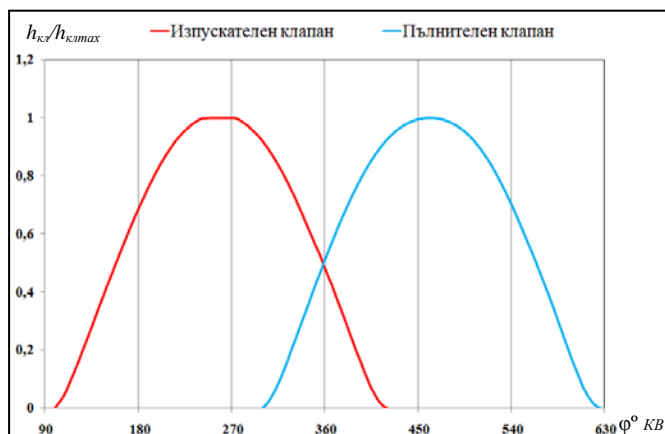
за програмиране, където отделните елементи на двигателите (тръбопроводи, цилиндри и т.н.) се представят със съответни блокове, зад които е заложен определен изчислителен алгоритъм [4]. Моделът позволява определяне на индикаторните и ефективните показатели на двигателя, като се отчитат геометричните параметри на пълнителната и изпускателната система, диаметърът и ходът на буталото, кинематиката на колянотомовилковия механизъм, степената на сгъстяване, честотата на въртене, въздушното отношение, видът на горивото, законът за топлоотделяне в горивната камера, топлообменът между работното вещество и стените на надбуталното пространство, геометричните размери на клапаните, законите за движение на клапаните *фиг.3*, коефициентът на дебита в сечението на клапаните и др. Известните геометрични параметри на двигателя са зададени, така че да съответстват на реалните конструктивни параметри (*Таб.1*). Геометричните размери на изпускателната система (l_1 , l_2 и l_3) се изменят по време на изследването, като се запазва общата дължина на системата.

Таблица 1

Диаметър на цилиндъра	82,5mm
Ход на буталото	74,6mm
Дължина на мотовилката	131mm
Степен на сгъстяване	11,5
Диаметър на пълнителните клапани	29mm
Диаметър на изпускателните клапани	26,5mm
Дължина на пълнителния тръбопровод	270mm
Диаметър на дроселовите клапи	43mm

Законите за топлоотделянето по време на горенето, топлообменът в горивната камера и коефициентът на дебита са зададени на базата на опита при предходни изследвания с подобни двигатели. Прието е, че при работа на реалния двигател се осигурява оптимална стойност на момента на подаване на електрическата искра в целия честотен диапазон на работа и развитието на горивния процес протича по един и същи начин. За въздушното отношение е зададена стойност $\alpha = 0,9$ при която се постигат максимални мощностни показатели на двигателя. Законите за движение на клапаните са определени след експериментално снемане на профила на гърбиците на разпределителните валове през интервал от два градуса по ъгъла на завъртане на колянотомовилковия вал *фиг.3*. Моментите на отваряне и затваряне, от които зависи начина на монтиране на разпределителните валове на двигателя са оптимизирани при предходни изследвания

Моделирането на процесите в цилиндъра на двигателя в програмата Ricardo Wave се осъществява с помощта на първия принцип на термодинамиката, като се приема, че параметрите на работното вещество са постоянни в целия обем на цилиндъра. Записан за отворена термодинамична система той има следния вид [1]:



Фиг.3. Графично представяне на законите за движение и моментите на отваряне и затваряне на клапаните на двигателя

$$(1) \quad dQ_w \pm \sum_1^m h_j \cdot dM_j = d(M_{\text{ц}} \cdot e_{\text{ц}}) + p_{\text{ц}} \cdot dV_{\text{ц}}$$

Движението на работното вещество в тръбопроводите от пълнителната и изпускателната система се описва чрез математичен модел за неустановено едномерно течение, като се пренебрегва вискозитетата на флуида и се добавят силите от триене и топлообмена между него и стените на тръбопроводите. Моделът се представя като система от частни диференциални уравнения в следния вид [4]:

$$(2) \quad \frac{dm \cdot u}{dt} = -A \cdot \frac{dp}{dx} \cdot dx + \sum m \cdot u - F_{\text{тр}}$$

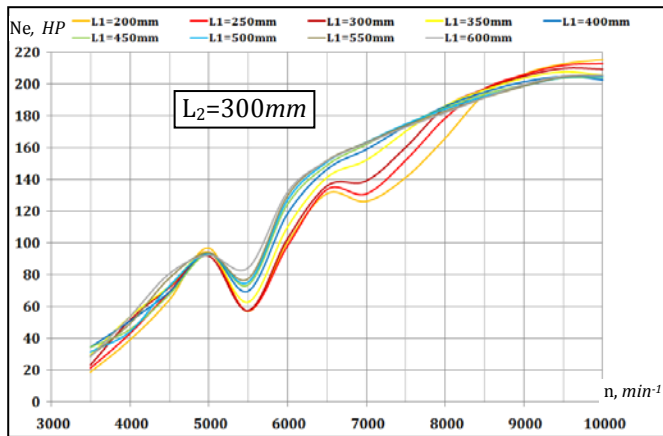
$$\frac{dm}{dt} = \sum m$$

$$\frac{dm \cdot e}{dt} = \sum m \cdot h + dQ$$

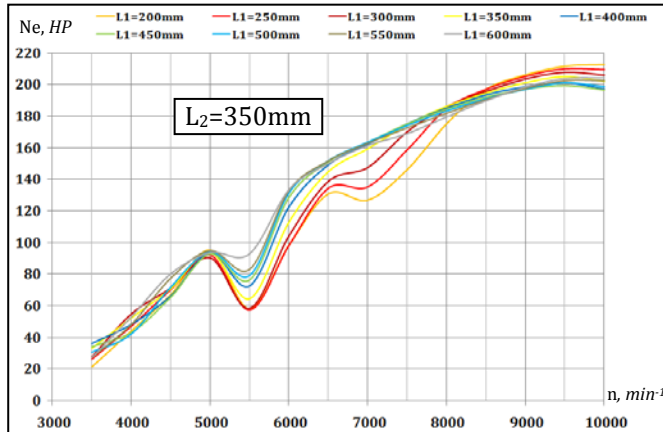
4. Резултати от теоретичните изследвания.

За да се направи оптимизация на изпускателната система, с всеки един вариант на дължините на отделните участъци, е пресметната ефективната мощност при пълно натоварване на двигателя в честотния диапазон $3500\text{--}10000 \text{ min}^{-1}$. Дължината на първия участък от изпускателната система l_1 след цилиндърната глава по време на изследването се изменя в диапазона $200\text{--}600 \text{ mm}$, а на втория l_2 в диапазона $300\text{--}600 \text{ mm}$ през интервал от 50 mm . По този начин са получени 63 варианта на изпускателната система, с които е изчислена ефективната мощност на двигателя. Дължината на третия участък l_3 съставен от един тръбопровод се изменя, така че да се запазва общата дължина на изпускателната система. Диаметрите на тръбопроводите са запазени постоянни по време на изчисленията и имат следните стойности: $d_1=37 \text{ mm}$, $d_2=45 \text{ mm}$ и $d_3=60 \text{ mm}$.

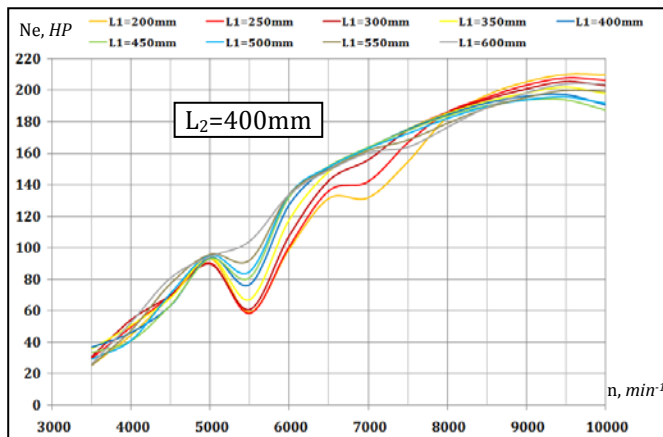
За улеснение по време на теоретичните изследвания и за по-добро онагледяване на получените резултати изчисленията са проведени, като на всяка отделна стъпка е зададена постоянна стойност на дължината на втория участък на изпускателната система и е изменяна дължината на първия участък в избора на по-горе диапазон. По този начин на всяка една от графиките на *фиг.4* до *10* са съпоставени мощностните параметри на двигателя при изменение на дължината l_1 на изпускателната система при $l_2=\text{const}$.



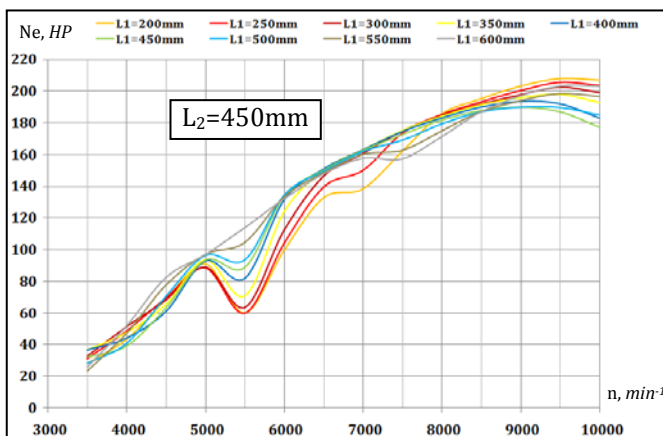
Фиг.4. Изменение на мощността на двигателя при $l_2=300mm$ и изменение на l_1 в диапазона $200\div600mm$.



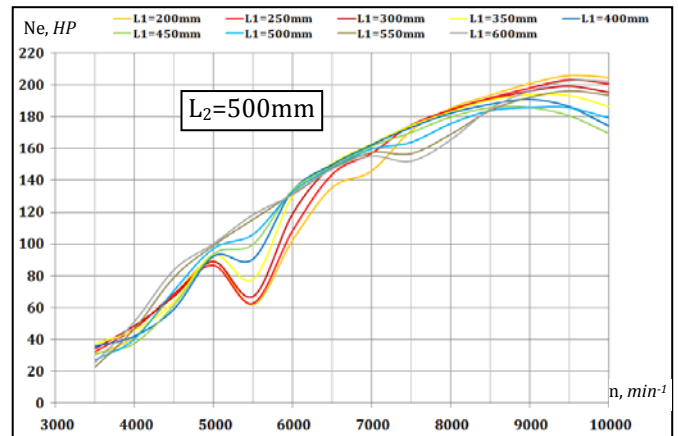
Фиг.5. Изменение на мощността на двигателя при $l_2=350mm$ и изменение на l_1 в диапазона $200\div600mm$.



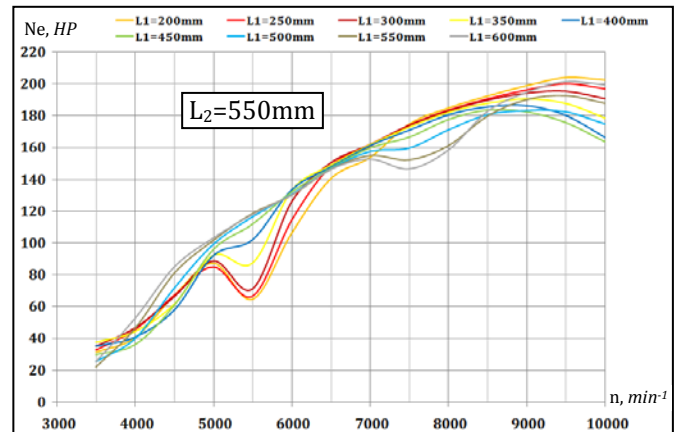
Фиг.6. Изменение на мощността на двигателя при $l_2=400mm$ и изменение на l_1 в диапазона $200\div600mm$.



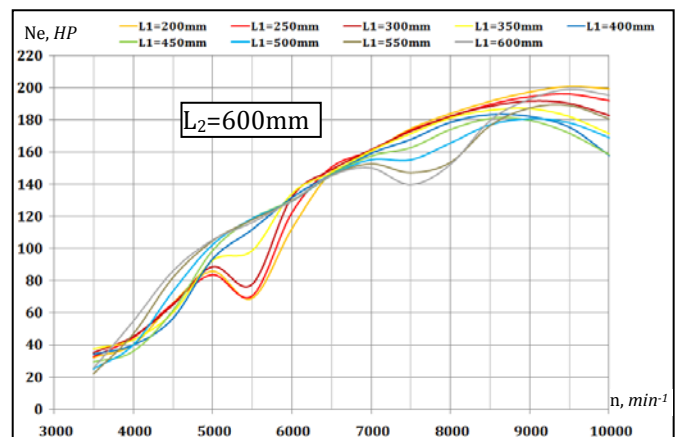
Фиг.7. Изменение на мощността на двигателя при $l_2=450mm$ и изменение на l_1 в диапазона $200\div600mm$.



Фиг.8. Изменение на мощността на двигателя при $l_2=500mm$ и изменение на l_1 в диапазона $200\div600mm$.



Фиг.9. Изменение на мощността на двигателя при $l_2=550mm$ и изменение на l_1 в диапазона $200\div600mm$.



Фиг.10. Изменение на мощността на двигателя при $l_2=600mm$ и изменение на l_1 в диапазона $200\div600mm$.

5. Анализ на получените резултати.

Получените резултати показват, че дължините на отделните компоненти от изпускателната система влияят съществено върху мощността на двигателя и това влияние не е еднозначно в целия честотен диапазон на изследването. Използването на къси тръбопроводи (дължина до $350mm$) за първия участък от изпускателната система води до получаване на спад в кривата на изменение на мощността при честота $5500min^{-1}$, независимо от дължината на втория участък. Този спад намалява с увеличаването на l_2 . При комбинирането на къси дължини и на двата тръбопровода се получава и втори спад в мощността при честота на въртене $7000min^{-1}$, който с повишаването на l_2 над $500mm$ може да се избегне. Едновременното използване на тръбопроводи с дължина над $500mm$ за двата участъка от изпускателната система води до изглаждане и повишаване (с до 40%) на кривата на мощността при честоти на въртене под

6000min^{-1} , но и до значително спадане (до 18%) в диапазона $7000\div 9000\text{min}^{-1}$. Най-висока максимална мощност на двигателя се постига при използване на дължини на тръбопроводите $l_1=200\text{mm}$ и $l_2=300\text{mm}$, докато най-ниска се получава при $l_1=450\text{mm}$ и $l_2=600\text{mm}$. Разликата между максималните стойности на мощността е 15%, като се променя и честотата на въртене, при която се постигат от 10000min^{-1} до 8500min^{-1} .

Нееднозначното влияние на дължините на тръбопроводите прави трудно определянето на оптималните размери на изпускателната система, поради това се налага поставянето на допълнителни критерии. Изхождайки от предназначението на двигателя и условията, при които ще се експлоатира най-важно е да има максимална стойност на мощността в диапазона $6000\div 9000\text{min}^{-1}$. Това е честотният диапазон, в който двигателя работи в режимите на ускоряване на автомобила, като горната стойност на честотата е избрана, така че да се гарантира механичната якост на детайлите, а долната стойност е най-ниската до която достига двигателя при превключване от първа на втора предавка. В избрания честотен диапазон най-благоприятно изменение на мощността на двигателя се получава при използването на дължини на тръбопроводите съответно $l_1=400\text{mm}$ и $l_2=350\text{mm}$ (фиг.5). В диапазона $6000\div 6500\text{min}^{-1}$ може да се получи по-висока мощност с около 7,5% при използване на $l_1>400\text{mm}$, но пак се намалява мощността над 7000min^{-1} , което би довело до намаляване на динамиката на автомобила при ускоряване на високите предавки.

Неблагоприятното изменение на мощността при честоти под 5500min^{-1} с избраните дължини на тръбопроводите може да се коригира чрез добавяне на допълнителни обеми или промяна в дължината на третия участък от изпускателната система, за което са необходими допълнителни изследвания.

6. Литература.

- [1] Евтимов, Т.П., Пунов, П.Б. Математични модели описващи процесите на газообмен в двигателите с вътрешно горене, XII Международна Научно-Техническа конференция trans& МО-TAUTO'05+, Велико Търново, 2005.
- [2] Pearson, R. J., et al. (2006). Exhaust system gas-dynamics in internal combustion engines. ASME International combustion engine division 2006 spring technical conference, 1-10.
- [3] Winterbone, D.E. and Pearson, R.J. (2000). Theory of engine manifold design (Wave action method for IC engines). London: Professional Engineering.
- [4] Ricardo, Wave 8.0 help system.
- [5] www.fia.com

Благодарности

Изследванията са извършени/подпомогнати по Договор № BG051PO001/07/3.3-02/8 „Механизми за осигуряване качествено израстване на научните кадри”, финансиран по схема "Подкрепа за развитие на докторанти, постдокторанти, специализанти и млади учени" на ОП "Развитие на човешките ресурси" на "Европейския социален фонд".

This work is a part of the project BG051PO001/07/3.3-02/8-“MEQSI”, funded by scheme “Support of the development of PhD students, postdoctoral, post-graduate and young scientists” from the program “Development of human resources” of the “European social fund”.