

О. А. Тригуб, к.т.н., доцент

Черкаський державний технологічний університет
б-р Шевченка, 460, м. Черкаси, Україна
toa@ukr.net

МОДЕЛЮВАННЯ ПОТОКІВ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ В АВТОМОБІЛЬНИХ ГЛУШНИКАХ

Розроблено комп'ютерну модель для імітаційного дослідження потоків відпрацьованих газів в автомобільних глушниках, що дозволяє визначити їх протитиск та якісно оцінити акустичну ефективність, а також нову конструкцію автомобільного глушника. Наведено результати імітаційних досліджень.

Ключові слова: модель, автомобільний глушник, акустична ефективність, протитиск.

Постановка проблеми. Постійне зростання автомобілізації об'єктивно впливає на екологічну ситуацію. Що більша кількість автотранспортних засобів у населених пунктах, то більші акустичні забруднення навколишнього середовища. Тому задача зниження зовнішнього шуму автотранспортних засобів зберігає свою актуальність. Глушники шуму мають зменшувати його рівень і не перешкоджати функціонуванню пристрою, що генерує шум. Крім того, до глушників, залежно від експлуатаційних особливостей, висуваються вимоги по габаритах, формі, масі, вартості, використанню конструкційних і поглинаючих звук матеріалів і т.д.

Процес проектування автомобільних глушників завжди був складною технічною задачею, що включала в себе розробку математичних описів коливальних процесів для розрахунку акустичної ефективності та синтезу глушника з розрахунком протитиску, і це при досить жорстких і суперечливих обмеженнях, що накладаються на конструкцію і характеристики систем відводу відпрацьованих газів умовами експлуатації двигуна. До того ж, проектні розрахунки суттєво різняться залежно від методу глушіння та конструкції глушника.

Разом з тим, якою б широкою не була класифікація глушників, всі заходи по їх синтезу спрямовані на зменшення кінетичної та потенціальної енергії потоку газів. Використання шумопоглинаючих наповнювачів і перегородок, що перетворюють кінетичну енергію потоку на теплову, дроселювання, завдяки якому згладжується різниця тиску окремих струменів газу і покращується шумоглушіння шляхом інтерференції звукових хвиль сусідніх струменів, конфузори та дифузори – всі ці

та інші технічні рішення, в кінцевому випадку, приводять до зміни швидкості потоку відпрацьованих газів. Зменшення швидкості руху потоку газів вдвічі рівноцінне зменшенню перетвореної в шум енергії в 256 разів, або зниженню рівня шуму на 24 дБ [1, 2]. Таким чином, попереднє оцінювання акустичної ефективності глушника можна здійснювати через аналіз зміни швидкості потоків, яка на етапі проектування має чисто якісний характер.

Аналіз останніх досліджень. Суттєво зменшити проектні витрати через відсутність необхідності побудови великої кількості фізичних моделей і заміни суттєвої частки емпіричних досліджень теоретичними дозволяє комп'ютерне моделювання технічних систем. З розвитком комп'ютерної техніки автоматизація проектних розрахунків набуває все більшого поширення. Перевага автоматизованих комп'ютерних моделей очевидна – економія матеріальних і часових ресурсів, висока точність розрахунків, зручне відображення результатів, автоматичне формування звітів та ін. Синтез таких моделей потребує проходження деяких етапів попередньої підготовки, що базуються на опрацюванні наявної інформації про технічну систему, яка підлягає моделюванню. До таких етапів відносять змістовний опис та формалізацію опису [3]. Основними критеріями проектування глушника є його акустична ефективність ΔL (дБ) та протитиск ΔP (кПа). Для коректної постановки такої задачі необхідно знати хімічний склад відпрацьованих газів, швидкість руху газів на вході в глушник, геометричні розміри глушника.

Склад відпрацьованих газів залежить від виду та якості палива, присадок, технічного стану двигуна, інших експлуатаційних

чинників та може коливатися в певних межах. Наближений хімічний склад відпрацьованих газів для бензинового двигуна [4]: азот (75 %), оксид вуглецю (10 %), вуглекислий газ (8 %), пари води (4,5 %), вуглеводні (2 %), оксиди азоту (0,5 %).

Швидкість руху відпрацьованих газів Q_0 визначається з відношення [5]:

$$Q_0 = \frac{V_{газ}}{S_{вихл}}, \quad (1)$$

де $V_{газ}$ – об'єм відпрацьованих газів, які щосекунди входять у глушник (пройшовши тракт від циліндрів двигуна по відповідних трубах), м³/с;

$S_{вихл}$ – площа поперечного перерізу вихлопної труби, м².

Об'єм відпрацьованих газів знаходиться таким чином:

$$V_{газ} = V_h \cdot i \cdot \frac{n}{2} \cdot k_p \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{V_h \cdot i \cdot n \cdot k_p}{1,2 \times 10^5}, \quad (2)$$

де V_h – робочий об'єм циліндра, л;

n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

i – кількість циліндрів;

k_p – коефіцієнт, який враховує зміну об'єму відпрацьованих газів під час їх руху від циліндрів до глушника.

Розроблених і запатентованих конструкцій автомобільних глушників на сьогодні існує дуже багато. Для проведення моделювання обрано найтипівіших представників, в яких реалізовані реактивні методи глушіння шуму (рис. 1) [5, 6, 7].

Для формалізації опису моделі та отримання числових значень результатів було обрано CAE-модуль Flow Simulation системи автоматизованого проектування SolidWorks [8, 9].

Мета роботи – побудувати комп'ютерну модель, яка дозволить на етапі проектування здійснити якісне оцінювання акустичної ефективності та кількісне оцінювання протитиску автомобільних реактивних глушників шуму бензинових двигунів внутрішнього згорання.

Виклад основного матеріалу. Формування комп'ютерної моделі здійснювалося на основі чисельного розрахунку потоку суміші газів. В змістовний опис CAE-модуля Flow Simulation внесено такі умови формування моделі:

- тип розрахунку – внутрішній потік;
- система вимірювань – Сі;
- тип стінки глушника – адіабатична (охолодження газів у процесі проходження по глушнику не враховується);
- шорсткість внутрішньої стінки глушника – 6 мкм;
- склад відпрацьованих газів: N(75 %)+CO(10 %)+CO₂(8 %)+H₂O(4,5 %)+ C₆H₆(2 %)+NO₂(0,5 %);
- початкові умови руху газів на вході в глушник – $Q_{t=0} = Q_0$;
- граничні умови тиску на виході з глушника – $p_{вих} = 0,1$ МПа;
- основна мета моделювання – параметри швидкості та тиску потоку газів.

Для якісного аналізу акустичної ефективності проведено аналіз зміни швидкості газових струменів, що беруть початок у центрі вхідної труби глушника (центрального потік), на границі з вхідною трубою (граничний потік) та на середині радіуса вхідної труби (проміжний потік) (рис. 2). Результати моделювання зведено в табл. 1.

Аналізуючи отримані результати, видно, що найчастіша зміна швидкості потоків відбувається в лабіринтовому глушнику автомобіля Lada Kalina 1119, але його протитиск в кілька разів перевищує значення в інших конструкціях. В трьох прямоточних глушниках характеристики швидкості потоків вказують на явний програш в акустичній ефективності порівняно з лабіринтовим, але суттєво різняться між собою.

Видно, що хороші показники зміни швидкості спостерігаються при використанні в конструкціях конусних перфорованих труб. Причому це стосується всіх досліджених потоків, оскільки в такому глушнику відсутній центральний отвір, який напряму пропускає центральний потік. В глушнику з тангенційними отворами центральний потік, проходячи напряму, майже не відрізняється за акустичною ефективністю від глушника-резонатора, який, як відомо, глушить звук тільки на деяких частотах. У той же час проміжний і граничний потоки, що проходять через тангенційні отвори, прогнозують високу акустичну ефективність через створення додаткових умов інтерференції потоків, але й створюють більш високий протитиск, ніж у глушнику з перфорованими трубами.

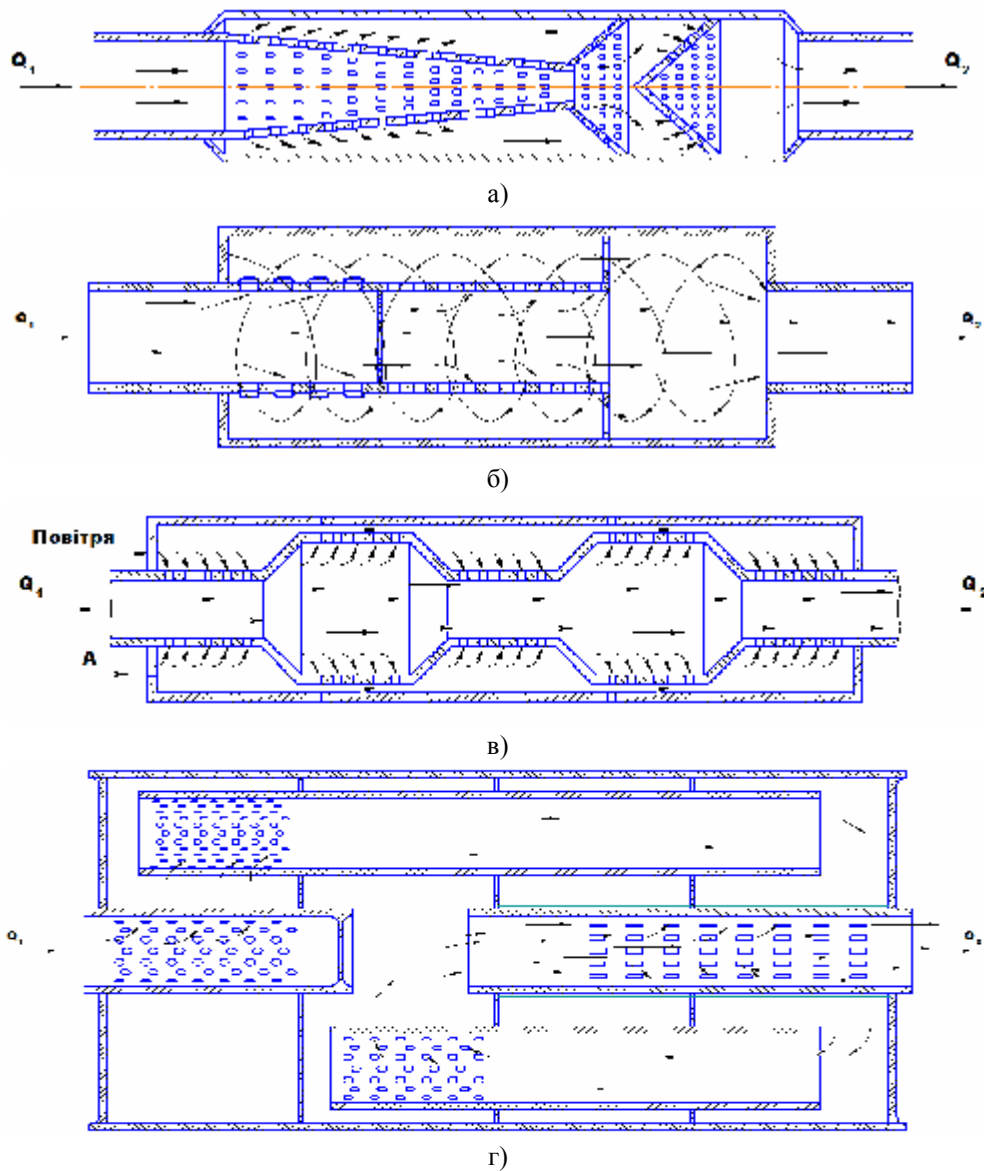


Рис. 1. Глушники шуму вихлопу двигунів внутрішнього згорання:
 а) прямоочний з конусними перфорованими трубами; б) прямоочний з тангенційними отворами;
 в) прямоочний резонатор; г) лабіринтовий глушник автомобіля Lada Kalina 1119;
 Q_1, Q_2 – вхід і вихід відпрацьованих газів відповідно

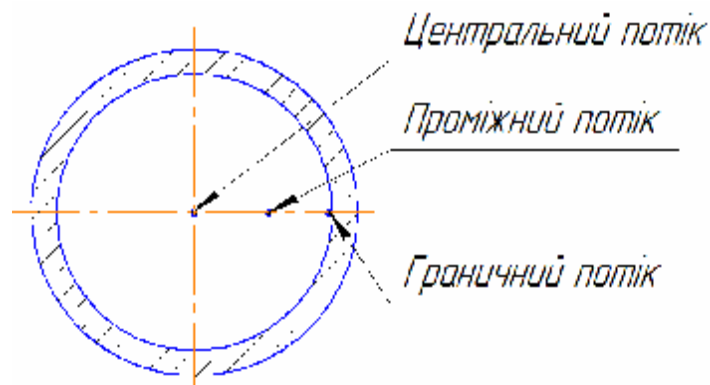
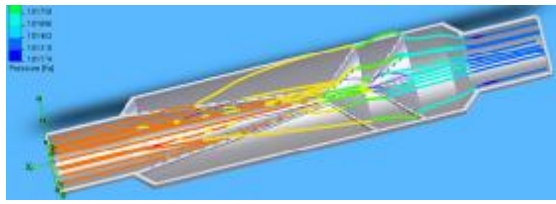
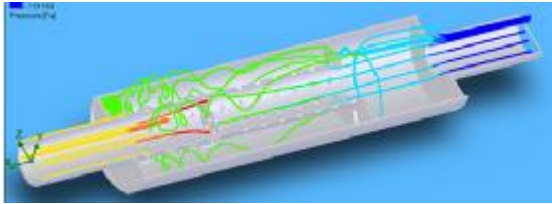
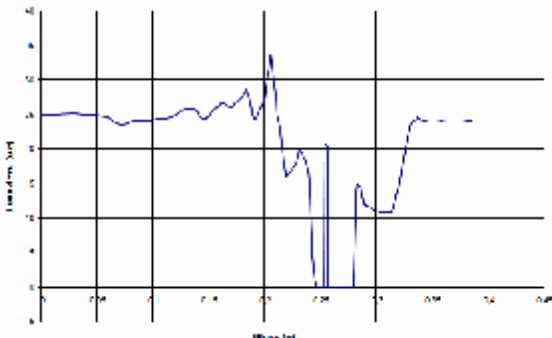
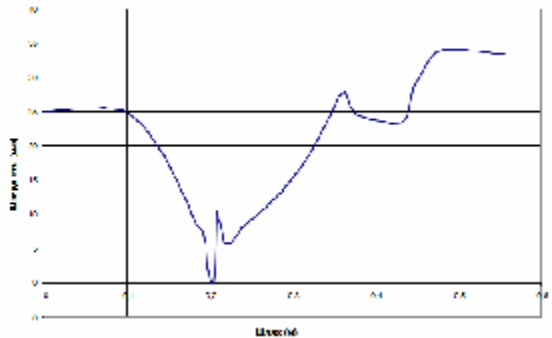
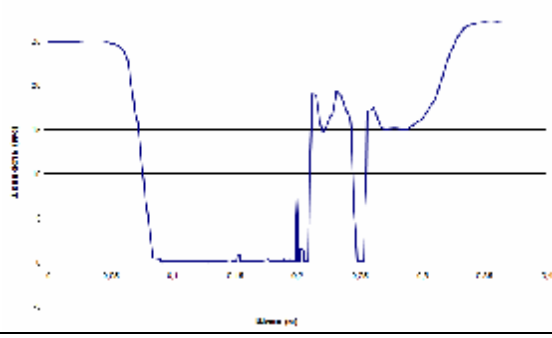
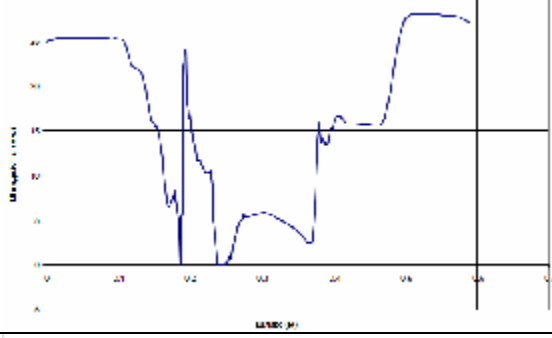
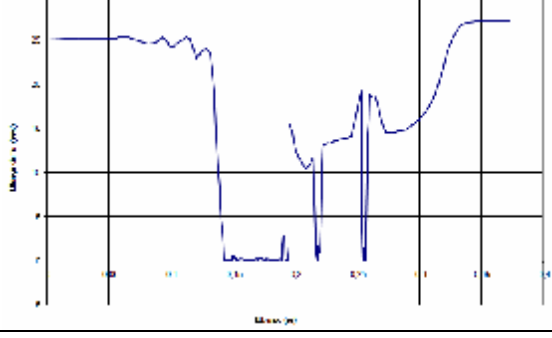
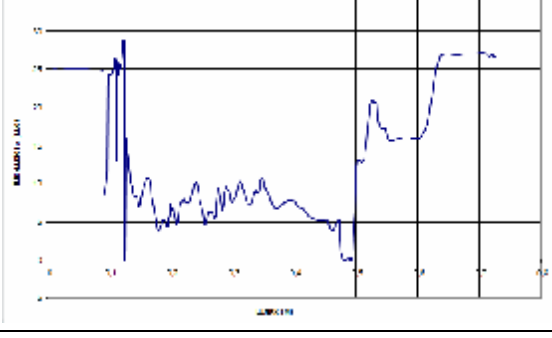
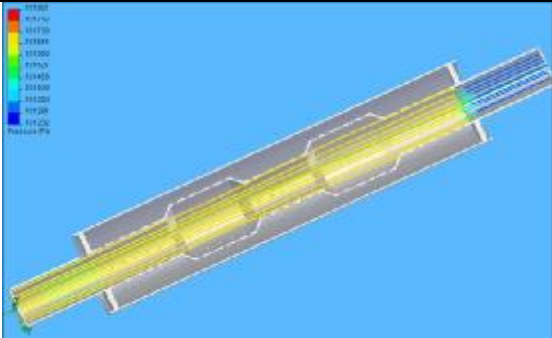
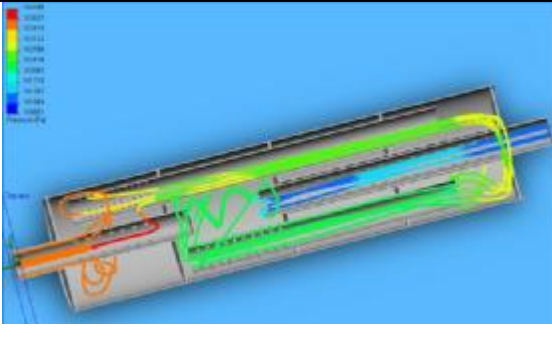
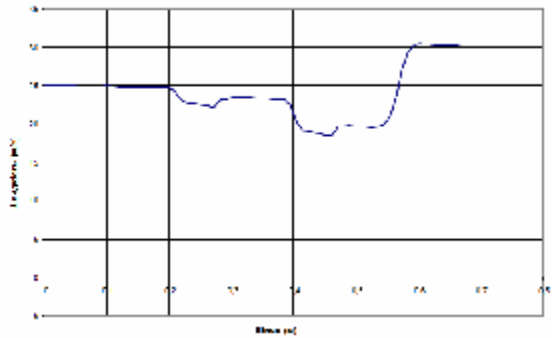
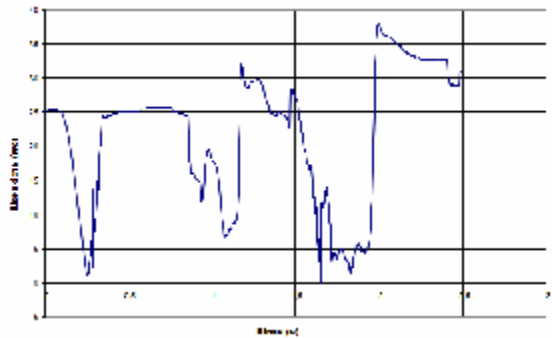
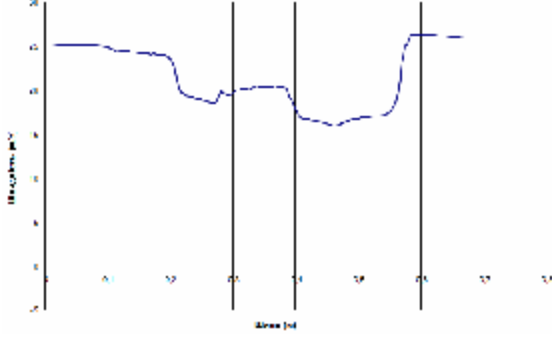
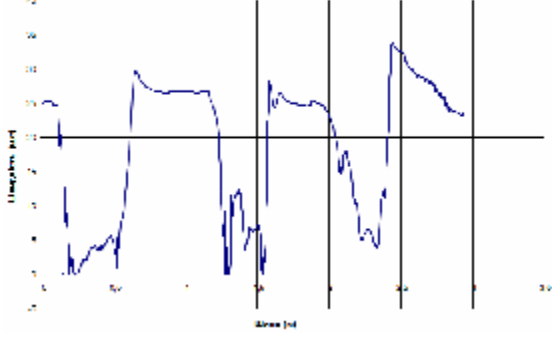
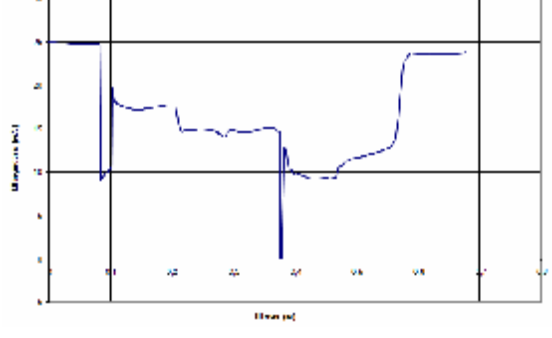
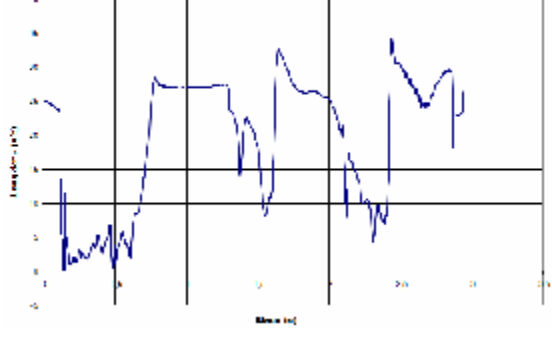


Рис. 2. До пояснення вибору вхідних газових потоків для аналізу акустичної ефективності глушника

Результати моделювання автомобільних глушників

	Глушник прямооточний з конусними перфорованими трубами	Глушник прямооточний з тангенційними отворами
Модель глушника		
Швидкість центрального потоку \pm м/с		
Швидкість проміжного потоку \pm м/с		
Швидкість граничного потоку \pm м/с		
Протитиск ΔP , кПа	1,44	1,83

Продовження табл. 1

	Глушник-резонатор прямоочний	Лабіринтовий глушник автомобіля Lada Kalina 1119
Модель глушника		
Швидкість центрального потоку Φ м/с		
Швидкість проміжного потоку Φ м/с		
Швидкість граничного потоку Φ м/с		
Протитиск ΔP , кПа	0,47	3,5

Таким чином, якщо поєднати в конструкції глушника перфоровані труби і тангенційні отвори, можна отримати не гірші акустичні показники, ніж у лабіринтовому при нижчому показнику протитиску. Було проведено розробку глушника, в якому передбачаються конусні перфоровані труби і труба з тангенційними отворами, але з перекритим центральним отвором. Конструктивні характеристики розробленого глушника подані у

табл. 2. Моделювання роботи такого глушника підтверджує сформульовані прогнози (рис. 3). Нарівні з прогнозованою акустичною ефективністю, протитиск розробленого глушника на 0,6 кПа менший порівняно з лабіринтовим. Крім того, глушник отриманої конструкції в 1,7 разу легший, що робить його більш привабливим з точки зору як виготовлення, так і експлуатації.

Таблиця 2

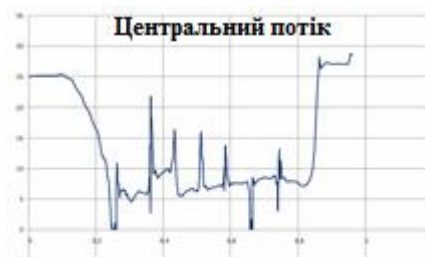
Конструктивні параметри розробленого глушника



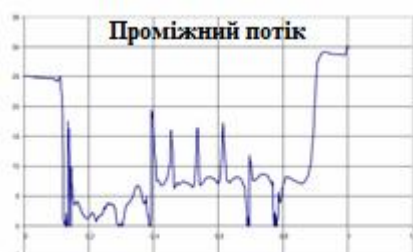
№ п/п	Конструктивний параметр	Показник
1	Об'єм робочої зони, мм ³	$7,8 \cdot 10^6$
2	Габаритна довжина, мм	920
3	Довжина робочої зони глушника, мм	715
4	Довжина зони тангенційної перфорації, мм	1/3 від довжини робочої зони
5	Довжина зони з конусними перфорованими трубами	2/3 від довжини робочої зони
6	Кількість тангенційних отворів	64
7	Кількість круглих отворів на всіх конусах	365



а)



б)



в)



г)

Рис. 3. Результати моделювання розробленого глушника

Висновки:

- Розроблено комп'ютерну модель для імітаційного дослідження потоків відпрацьованих газів в автомобільних глушниках.
- Результати імітаційних досліджень показали, що найкращий компроміс між акустичною ефективністю і протитиском в глушниках забезпечують перфоровані конусні труби і тангенційні отвори.
- Розроблено нову конструкцію автомобільного глушника, який за акустичною ефективністю не поступається лабіринтовому глушнику автомобіля Lada Kalina 1119, разом з тим має менший на 0,6 кПа протитиск і легший за масою в 1,7 разу.

Список літератури

1. Пат. 31715 Україна, МПК F01N1/08. Спосіб глушіння шумів та пристрій для його здійснення / Федоров В. А., Сахно В. П., Федоров В. В., Капко А. О.; опубл. 15.12.00.
2. Белоцерковский С. В. Автомобильные глушители: современные требования, тенденции развития, методы расчета и испытаний / С. В. Белоцерковский, В. Е. Тольский // Техническая акустика. – Т. 1, № 1. – М.: ГНЦ НАМИ, 2001. – С. 41–48.
3. Гліненко Л. К. Основи моделювання технічних систем: навч. посіб. / Л. К. Гліненко, О. Г. Сухонос. – Львів: Бескид Біт, 2003. – 176 с.
4. Екологія та автомобільний транспорт: навч. посіб. / [Гутаревич Ю. Ф. та ін.]. – К.: Арістей, 2006. – 292 с.
5. Федоров В. В. Покращення екологічних показників автотранспортних засобів за рахунок зменшення їх рівня зовнішнього шуму: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / В. В. Федоров. – Київ, 2004. – 18 с.
6. А. с. 1236122 СССР. МПК F01N1/08. Глушитель шума двигателя внутреннего сгорания / В. Х. Даммер, В. П. Бычков, Е. А. Конев; опубл. 07.06.86.
7. Пат. 78584 Україна. МПК F01N1/08, F01N1/14. Глушник шуму вихлопу двигуна внутрішнього згорання / Федоров В. В., Сахно В. П.; опубл. 10.04.07.
8. Sham Tickoo. SolidWorks for designers / Sham Tickoo. – CADCIM Technologies. – 2004. – 768 p.
9. Flow simulation tutorial. – CADCIM Technologies. – 2009. – 244 p.

References

1. Fedorov, V. A., Sahno, V. P., Fedorov, V. V. and Kapko, A. O. (2000) The method for noise reduction and the device for its implementation. Patent UA 31715. IPC F01N1/08. 15.12.00 [in Ukrainian].
2. Belocerkovsky, S. V. and Tolsky, V. E. (2001) Exhaust silencers: modern requirements, development trends, methods of calculation and testing. *Technical acoustics*, 1 (1), pp.41–48 [in Russian].
3. Glinenko, L. K. and Suhonosov, O. G. (2003) Fundamentals of technical systems modeling. Lviv: Beskid Bit, 176 p. [in Ukrainian].
4. Gutarevych, Yu. F. et al. (2006) Ecology and automobile transport. Kyiv: Aristei, 292 p. [in Ukrainian].
5. Fedorov, V. A. (2004) Improving of environmental performance of vehicles by reducing the level of external noise. Abstract for PhD. Kyiv, 18 p. [in Ukrainian].
6. Dammer, V. H., Bychkov, V. P. and Konnev, E. A. (1986) Exhaust silencer of the engine. Patent USSA 1236122. IPC F01N1/08. 07.06.1986 [in Russian].
7. Fedorov, V. A. and Sahno, V. P. (2007) Exhaust silencer of engine exhaust. Patent UA 8584. IPC F01N1/08, F01N1/14. 10.04.2007 [in Ukrainian].
8. Sham Tickoo (2004) SolidWorks for designers. CADCIM Technologies, 768 p.
9. Flow simulation tutorial (2009). CADCIM Technologies, 244 p.

O. A. Trihub, *Ph.D., assistant professor*
Cherkasy State Technological University
Shevchenko blvd, 460, Cherkasy, Ukraine
toa@ukr.net

MODELING OF DISCHARGE GASES FLOWS IN EXHAUST SILENCERS

Exhaust silencers play an important role in reducing noise in big cities. The design of exhaust silencers is a difficult task, because it requires a compromise between acoustic efficiency and backpressure. The development of computer technology allows to facilitate the solution of many technical problems. Computer simulation makes it possible to specify more complex conditions, to save computation time and to obtain the results in a convenient form for analysis. The author has built a computer model of the flow of gases in exhaust silencer. In the model the backpressure of exhaust silencer is determined and graphs of the speed change of gas flow are built. The analysis of changes in gas velocity allows to evaluate acoustic performance of exhaust silencer. Thanks to constructed model it is possible to determine that tangential holes and perforated conical tube provide good acoustic efficiency in the design of exhaust silencers. Such decisions have been used by the author in creating the new exhaust silencer. The offered exhaust silencer has a high acoustic efficiency, low backpressure and low weight.

Keywords: *model, exhaust silencer, acoustic efficiency, backpressure.*

*Рецензенти: Г. В. Канашиевич, д.т.н., професор,
С. В. Поздєєв, д.т.н., професор.*