

## **УЛУЧШЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Авторы: Д.М. Позняков, студент; А.И. Мельнов, магистр  
Научные руководители: М.В. Кунаш, аспирант; Г.И. Белохвостов,  
канд. техн. наук, доцент

*УО «Белорусский государственный аграрный технический  
университет»,  
г. Минск, Республика Беларусь*

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) широко используется в различных транспортных средствах, таких как тракторы и автомобили. Однако, при работе ДВС возникает огромный шум. Шум может нарушать повседневную жизнь людей и даже подвергать опасности здоровье людей. Поэтому проблема шума становится всё более серьёзной проблемой для общества.

Энергетические установки, такие как двигатель внутреннего сгорания (ДВС), являются основными источниками шума в окружающей среде. Уже сейчас, например, передовые страны расходуют на борьбу с шумом транспортных средств около одного процента своего бюджета [1].

Разработка глушителей шума (ГШ) выпуска – важное направление шумозащиты транспортных машин. Над проектированием и производством ГШ работают множество фирм и специалистов. [2].

При распространении плоской звуковой волны в канале и отсутствии отражения звуковых волн за глушителем величина снижения шума глушителем определяется зависимостью [2]:

$$\Delta Z = 10 \lg(1 + \rho_c / 2SZ_a)^2, \quad (1)$$

где  $\rho_c$  – удельное акустическое сопротивление среды в канале;

$S$  – площадь поперечного сечения канала;

$Z_a$  – акустическое сопротивление глушителя, представляющее собой сумму активного  $R_a$  и реактивного  $\varphi_a$  сопротивлений,  $Z_a = R_a + i\varphi_a$ .

Эффективность глушителя характеризуют эффектом установки глушителя: по звуковому давлению в точке контроля шума

$\Delta L = L_1 - L_2$  и по звуковой мощности  $\Delta L_p = L_{p1} - L_{p2}$ , где  $L_{p1}$  и  $L_{p2}$  – уровни звуковой мощности в системе за глушителем до и после его установки.

Эффект глушителя по мощности, измеренной при установке не отражающих звук воздуховодов на входе и выходе глушителя, вычисляют по формуле

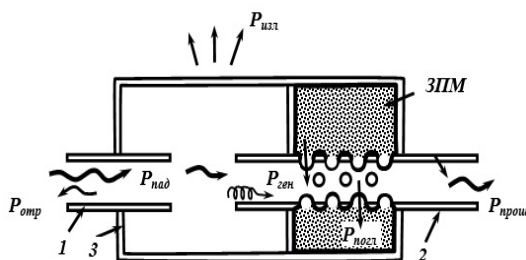
$$\Delta L_T = 10 \lg (P_{\text{пад}} / P_{\text{прош}}), \quad (2)$$

называют трансмиссионными потерями и чаще всего используют для оценки эффективности конструкции глушителя.

Уровень баланса звуковой энергии (мощности) в глушителе (рисунок 1) имеет вид:

$$P_{\text{прош}} = P_{\text{пад}} - (P_{\text{отр}} + P_{\text{погл}} + P_{\text{изл}}) + P_{\text{ген}}, \quad (3)$$

где  $P_{\text{пад}}$ ,  $P_{\text{прош}}$ ,  $P_{\text{отр}}$ ,  $P_{\text{погл}}$ ,  $P_{\text{изл}}$ ,  $P_{\text{ген}}$  — соответственно, звуковая энергия падающих, прошедших, отраженных волн, энергия, поглощенная в глушителе, излучаемая в пространство и генерируемая в нем в единицу времени [2].



1 – приемная труба глушителя; 2 – выпускная труба; 3 – корпус глушителя шума;  
ЗПМ – звукопоглощающий материал

Рисунок 1 – Распределение потоков звуковой энергии в глушителе [2]

В правильно спроектированном глушителе энергией  $P_{\text{ген}}$  в приведенном уравнении баланса можно пренебречь. Эффективными средствами уменьшения генерации энергии являются уменьшение скорости потока в глушителе и придание внутренним элементам глушителя обтекаемой формы.

Выбор того или иного типа глушителя определяется необходимым уровнем снижения шума, его спектром, мощностью источника, физическими свойствами материала: высоким звукопоглощением в требуемом диапазоне частот, малым объемным весом, экономично-

стью и т.д. Важно, чтобы ГШ также оказывали небольшое гидравлическое сопротивление [3].

При разработке ГШ системы выпуска следует находить правильное соотношение необходимого шумоглушения и минимального противодавления [3].

Противодавление зависит от ряда факторов, главными из которых являются гидравлическое сопротивление глушителя, режим работы двигателя и волновое сопротивление системы выпуска. В свою очередь, гидравлическое сопротивление зависит от режима работы двигателя, поэтому оценку противодавления и связанного с ним снижение мощности принято относить к ее номинальному значению [3].

Противодавление рассчитывается по следующей формуле [3]:

$$\Delta p = \frac{(K_{\text{вх}} + K_{\text{вых}} + \lambda_{\text{т}} l_{\text{т}} / d_{\text{т}}) \rho v^2}{2}, \text{ Па} \quad (4)$$

где  $K_{\text{вх}}$  и  $K_{\text{вых}}$  – коэффициенты местного сопротивления на входе потока в трубу и на выходе из нее;

$\lambda_{\text{т}}$  – коэффициент трения потока газов о стенку трубы;

$d_{\text{т}}$  – гидравлический диаметр трубы, определяемый по формуле

$d_{\text{т}} = 4 S_{\text{т}} / F_{\text{т}}$  (для трубы с круговым сечением  $d_{\text{т}} = d_{\text{г}}$ );

$d_{\text{т}}$  и  $F_{\text{т}}$  – длина, внутренний диаметр и внутренний периметр трубы соответственно, м;

$S_{\text{т}}$  – площадь проходного сечения трубы,  $\text{м}^2$ ;

$\rho$  – плотность газов в трубе,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$v$  – средняя скорость движения газов в трубе,  $\text{м}/\text{с}$  [3].

Если срезы соединительных труб располагаются в камерах, то для вычисления коэффициентов  $K_{\text{вх}}$  и  $K_{\text{вых}}$  применяется выражение [3]

$$K_{\text{вх}} = (S_{\text{к}} / S_{\text{т}} - 1)^2, \quad (5)$$

$$K_{\text{вых}} = (1 - S_{\text{т}} / S_{\text{к}})^2, \quad (6)$$

где  $S_{\text{к}}$  – площадь сечения камеры,  $\text{м}^2$  [3].

Для выходной трубы глушителя коэффициент местного сопротивления на выходе из нее при расчете принимается равным единице [3].

В ОАО «Минский тракторный завод» успешно прошёл первый этап испытаний новой конструкции ГШ со вставкой конфузородиффузорного типа, имеющей вид трубы Вентури, с помощью ко-

торой осуществляется контроль газового потока и управление им по всей длине корпуса ГШ от впускного патрубка до выпускного, в результате чего происходит эффективное шумоглушение при минимально возможном гидравлическом сопротивлении [4, 7].

Для сравнения шумовых характеристик исследования проводились на тракторе «БЕЛАРУС-1221.3», укомплектованным серийным ГШ 800-1205015-А [5,6] и экспериментальным ГШ 800-1205100. В экспериментальном глушителе применилась перфорированная вставка в виде трубы Вентури [3].

В режиме эксплуатационной мощности двигателя мощность на привод ВОМ составляла 94,5 кВт.

Входе исследования установлено, что уровень звука на срезе у экспериментального глушителя 800-1205100, на режиме номинальной мощности на 3,3 дБА выше, чем у серийного глушителя 800-1205100-А [3].

Эквивалентный уровень звука у экспериментального глушителя был выше чем у серийного на следующих режимах: холостые обороты двигателя на 0,5 дБА; максимальные обороты двигателя без нагрузки на 4,1 дБА; эксплуатационная мощность двигателя на 3,3 дБА [3].

Получены положительные результаты по противодавлению (ТУ РБ 101326441.142-2004) в экспериментальном глушителе двигателя Д-260.2S2 в сравнении с серийным образцом. Сопротивление выхлопным газам глушителя 800-1205100 составило 7 кПа и соответствует требованиям [3]. Экспериментальный глушитель позволяет снизить противодавление: на холостых оборотах двигателя на 0,1 кПа, на максимальных оборотах – на 3,1 кПа и при эксплуатационной мощности – на 9 кПа. Из-за ограниченных и фиксированных размеров глушителя возникла проблема «лучевого эффекта», которая впоследствии может быть решена установкой перфорированных конусообразных обтекателей.

Разработаны основные концептуальные направления по улучшению акустических и гидравлических характеристик ГШ поршневых ДВС. Получены положительные результаты по противодавлению (ТУ РБ 101326441.142-2004) в экспериментальном глушителе двигателя Д-260.2S2 в сравнении с серийным образцом.

#### Список использованных источников

1. Груданов, В.Я. Моделирование и оптимизация гидравлических и акустических характеристик глушителей шума поршневых

двигателей на основе теории чисел / В.Я. Груданов, Г.И. Белохвостов, Л.Т. Ткачева // Горная механика и машиностроение. – 2020. – № 4. – С. 28–42.

2. Новые направления в конструировании глушителей шума поршневых двигателей внутреннего сгорания / В.Я. Груданов, Л.Т. Ткачёва, Г.И. Белохвостов, М.В. Кунаш // Вестник БарГУ. Сер. Технические науки. – 2022. – № 2 (12). – С. 74–84.

3. Кунаш М.В. Совершенствование глушителя шума тракторов «БЕЛАРУС» / М.В. Кунаш, Г.И. Белохвостов, Н.И. Зезетко // Агропанорама. – 2024. – №1 (161). – С. 12–16.

4. Кунаш М.В. Производственный шум как один из важнейших профессиональных рисков / Кунаш М.В., Белохвостов Г.И., Позняков Д.М. // Техника и технология пищевых производств: тезисы докладов XIII Междунар. науч. конф. студентов и аспирантов, 18–19 апреля 2024 г., Могилев / Учреждение образования «Белорусский государственный университет пищевых и химических технологий»; редкол.: А.В. Акулич (отв. ред.) [и др.]. – Могилев: БГУТ, 2024. – 468 с.

5. Кунаш М.В. Перспективная модель глушителя шума трактора / М.В. Кунаш., Г.И. Белохвостов, А.И. Мельнов // «Актуальные проблемы и перспективы развития сельских территорий и кадрового обеспечения агропромышленного комплекса: сборник статей III Международной научно-практической конференции, 7–8 июня 2023 г. – Минск: БГАТУ, 2023, 417–422.

6. Груданов, В.Я. Научно-практические подходы к совершенствованию конструкций глушителей шума поршневых двигателей внутреннего сгорания на основе теории чисел / В.Я. Груданов, Г.И. Белохвостов, Л.Т. Ткачева // Наука и техника. – 2021. – Т. 20, № 4. – С. 434–444.

7. Кунаш М.В. О некоторых методах снижения шума мобильной сельскохозяйственной техники / М.В. Кунаш, Д.М. Позняков, Г.И. Белохвостов // Обеспечение безопасности жизнедеятельности на современном этапе развития общества: материалы международной студенческой научно-практической конференции, 18–19 апреля 2024 г. / редкол.: В.Н. Босак (гл. редактор) [и др.]. – Горки: БГСХА, 2024 – С. 252