

УДК 621.43

Л.А. Захаров<sup>1</sup>, А.Н. Тарасов<sup>1,2</sup>, А.В. Дегтярев<sup>1,3</sup>  
**МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ  
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОРШНЕВОГО ДВС ЗА СЧЕТ ВЫБОРА  
НАИВЫГОДНЕЙШЕЙ ГЕОМЕТРИИ ВПУСКНОГО КАНАЛА**

1 – Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева  
2 – Горьковский автомобильный завод  
3 – ОАО «ЦКБ по СПК им. Р.Е. Алексеева»

Рассматриваются современная методика повышения энергетических и экономических показателей бензинового поршневого вертикального четырехтактного двигателя рабочим объемом  $V_n=2,445$  дм<sup>3</sup>. Предложены рациональные инженерные решения органов впуска подсистемы газообмена и основные способы их расчета «методом вычислительного эксперимента», обеспечивавшие заданные технико-экономические показатели модернизированного бензинового двигателя модели ЗМЗ-4021.10.

*Ключевые слова:* поршневой ДВС, впускной канал, САПР ДВС.

Основой транспортной и стационарной энергетики в настоящее время и в ближайшей перспективе являются поршневые двигатели внутреннего сгорания (ПДВС), резервы дальнейшего развития которых далеко не исчерпаны. Современные исследования в сфере совершенствования рабочих циклов ПДВС опираются на новейшие методы исследования и проектирования. Один из путей получения перспективных показателей ПДВС является совершенствование органов впуска и выпуска подсистемы газообмена.

Энергетические показатели оцениваются по развернутой формуле эффективной мощности

$$N_e = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \eta_n \cdot \rho_v \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_o} \cdot Q_n \cdot \eta_e \cdot i \cdot \frac{1}{m} \cdot n \cdot \frac{1}{60}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

Масса циклового воздушного заряда определяет его энергетический потенциал, поскольку от него зависит количество топлива, способного полностью и своевременно сгореть при полном использовании кислорода в рабочей камере цилиндра. Поэтому в современных бензиновых двигателях этой проблеме уделяется значительное внимание. Обеднение горючей смеси, а также использование нейтрализаторов и дожигателей, уменьшающих выброс токсичных и вредных веществ, неизбежно привело к снижению удельных показателей бензиновых двигателей. В связи с этим, актуализируется вопрос увеличения величины массы циклового воздушного заряда, в основном, как средства компенсации уменьшения мощности энергетических силовых установок.

Наиболее кардинально увеличение величины массы воздушного циклового заряда может быть достигнуто за счет применения наддува, т.е. подачи принудительно в рабочую камеру цилиндра предварительно сжатого воздуха или горючей смеси. Однако наддув бензиновых двигателей, имея большие потенциальные резервы, пока не используется в практике с полной отдачей. Препятствием этому является повышение требований к октановому числу топлива или необходимостью снижения геометрической степени сжатия, увеличения выбросов оксидов азота  $\text{NO}_x$  при форсировании рабочего цикла некоторое ухудшение работы на переходных режимах и вероятность сокращения ресурса двигателей. В связи с этим в последние годы получило заметное развитие направление инженерного решения увеличения величины массы воздушного циклового заряда за счет увеличения определяющего проходного сечения впускного отверстия и «время-сечение» закрываемого впускным клапаном. Применение наиболее выгодного инженерного решения по впускному отверстию и трубопроводу позволяет

увеличить их проходные сечения на 25...30%, что существенно улучшает очистку камеры предварительного сжатия цилиндра от остаточных газов и его наполнение свежим зарядом, что позволяет компенсировать потери энергии в средствах нейтрализации отработавших газов и повысить мощность и экономичность двигателя в области средних частот вращения коленчатого вала на 10...15%, а на номинальном режиме – на 16...23%.

Обычно качество процесса наполнения рабочей камеры цилиндра свежим зарядом оценивается коэффициентом наполнения « $\eta_{н.об}$ » и остаточных газов « $\gamma_r$ » с учетом продувки и дозарядки цилиндра двигателя по известной формуле:

$$\eta_{н.об} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \lambda_1 \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \psi' \cdot \gamma_r \cdot T_r}; \quad (2)$$

Из приведенных формул видно, что повысить мощность и экономичность можно также как за счет увеличения рабочего объема цилиндра путем изменения диаметра и хода поршня, так и за счет увеличения количества цилиндров. Увеличение количества цилиндров неизбежно связано с ростом габаритных размеров двигателя, что не всегда приемлемо из-за ограниченного пространства моторного отсека автомобиля. Увеличение хода поршня может быть осуществлено как путем замены коленчатого вала на новый, так и путем эксцентричного обтачивания, например, шатунных шеек на уменьшенный диаметр.

Энергетические показатели можно повысить также за счет рационального выбора показателей органов впуска. Данный метод широко применяют как при проектировании новых, так и при совершенствовании существующих ДВС.

На коэффициент наполнения влияют множество факторов, рассмотрим некоторые из них, на основе которых производилось исследование двигателя ЗМЗ Р-4  $V_h=2,445$  дм<sup>3</sup>.

1. На массовое наполнение цилиндра ДВС влияет величина и продолжительность открытия впускного отверстия впускного канала. Площадь впускного отверстия для прохода газов определяется кольцевой поверхностью усеченного конуса, расположенного между опорной поверхностью клапана и седлом (рис. 1).

Величина этой площади определяется по равенству:

$$f = f_z = \pi \cdot d \cdot h \cdot \cos\theta$$

где  $d$  – средний диаметр опорной поверхности клапана,  $h$  – средняя высота подъема клапана за определенный угол поворота КВ.

С точки зрения максимального наполнения, диаметр газового канала должен быть постоянен по всей длине канал и равен:

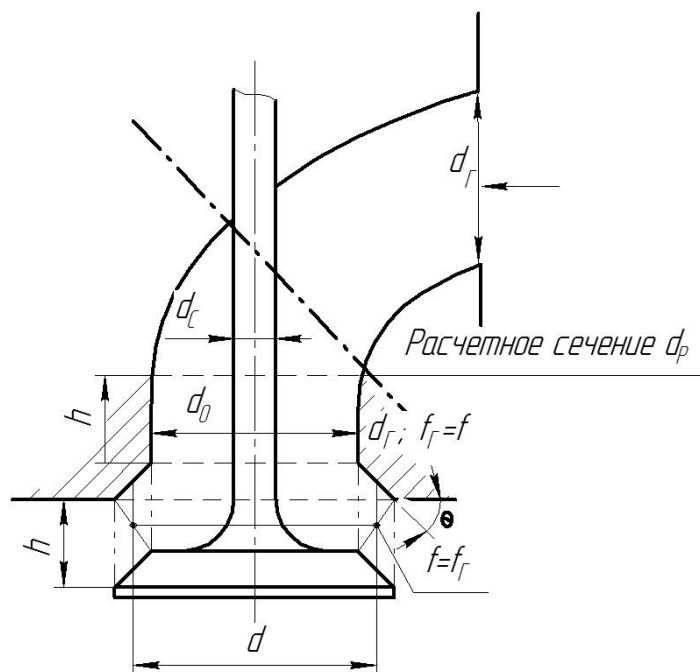
$$d_p = d_\Gamma = \frac{4 \left( \frac{\pi d_o^2}{4} - \frac{\pi d_c^2}{4} \right)}{(\pi d_o - \pi d_c)}$$

2. С целью получения максимального крутящего момента также необходим выбор длины впускного канала.

Объем впускного канала должен быть соответствовать объему цилиндра двигателя, тогда длина впускного канала:

$$l_k = \frac{V_h}{f_\Gamma}.$$

Увеличение длины трубопровода, с одной стороны, способствует возрастанию сил инерции потока горючей смеси или воздуха, а с другой – повышает сопротивление впускного канала. Экспериментально также установлено, что отношение длины впускного канала к диаметру впускного отверстия должно составлять  $l_k/d_\Gamma=20...30$ , при этом значения  $l_k/d_\Gamma=22...25$  позволяют достичь максимального крутящего момента.



**Рис.1. Схема геометрической и физической модели для расчета впускных отверстий газовых каналов**

Необходимо отметить также применение настроенных и регулируемых впускных и выпускных трубопроводов. Настройка этих трубопроводов путем изменения их длины дает возможность осуществить резонансный наддув. Это обеспечивает дозарядку рабочей камеры цилиндра и выражается в повышении коэффициента наполнения до  $\eta_n=1,05\dots 1,15$  и дает возможность повысить топливную экономичность на 8...10% (то же у двигателя Volvo), а также снизить токсичность отработавших газов. Последнее достигается за счет комплексного положительного влияния избытка воздуха  $a$  и применения более компактных камер сгорания с повышенной степенью сжатия без увеличения октанового числа применяемого топлива.

Рассмотрена система впуска с инерционным наддувом (рис. 2), используемая на автомобилях Volvo. Особенностью его является, что каждый цилиндр имеет два впускных канала разной длины и диаметра. Один короткий 1, а второй примерно в два раза большей длины 2, но немного меньшего диаметра, чем первый. Оба впускных канала берут начало из общего ресивера 3. Короткие каналы оснащены заслонками 4, расположенными перед головкой цилиндров. Эти заслонки соединены между собой и управляются электроприводом (у Volvo управление происходит при помощи вакуумного исполнительного механизма). Инженерное решение органов впуска позволяет использовать импульсы во впускных каналах на различных оборотах двигателя для лучшей загрузки цилиндров, что позволяет двигателю развивать равномерно крутящий момент в широком диапазоне частот вращения.

**А.** При частотах вращения ниже  $2000 \text{ мин}^{-1}$  заслонки коротких впускных каналов закрыты, и используются только длинные впускные каналы. Эти каналы настроены на скоростной диапазон таким образом, что воздух в ресивере и впускных каналах находится в резонансе с перемещением поршней и клапанов. Таким образом, пульсации воздушного потока происходят одновременно с открыванием клапанов, что обеспечивает закачку воздуха в цилиндры во время открытия клапанов.

**В.** При частотах вращения ниже  $4200 \text{ мин}^{-1}$  оба впускных канала открыты в зависимости от степени открытия дроссельной заслонки и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Это позволяет увеличить воздушный поток при открытии дроссельной заслонки.

Исследование по выбору настроенных и регулируемых органов впуска было проведено также на основе двигателя ЗМЗ Р-4  $V_h=2,445 \text{ дм}^3$  в программном пакете «Альбея». В результате удалось добиться улучшения экологических и экономических показателей на 10...17% в составе транспортного средства.

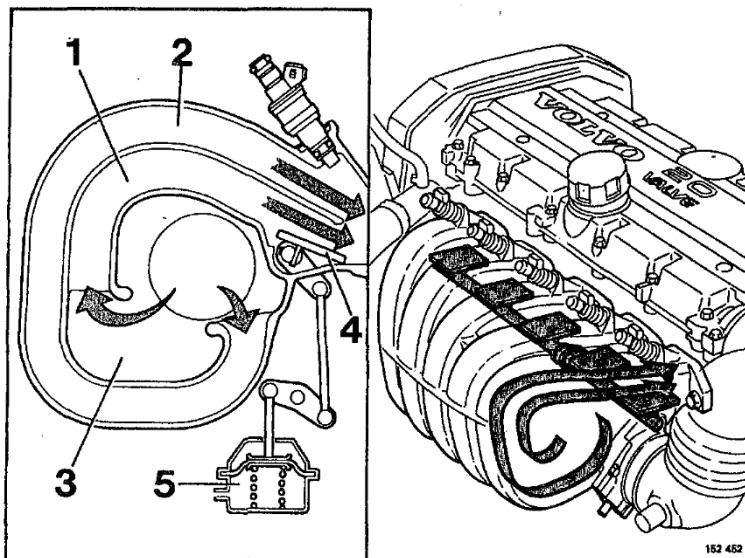


Рис. 2. Органы впуска подсистемы газообмена АПДВС:

1 – короткий канал, 2 – длинный канал, 3 – ресивер,  
4 – заслонка, 5 – вакуумный исполнительный механизм

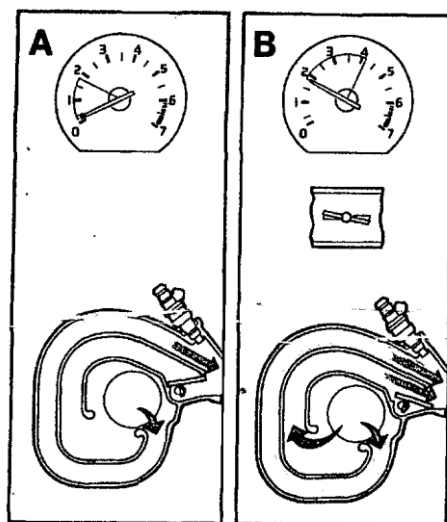


Рис. 3. Схема работы впускного коллектора

3. Организация вращательного движения рабочего тела в процессе наполнения для улучшения смесеобразования и повышения энергетических и экологических показателей (рис. 4).

Интенсификация вращательного движения рабочего тела в процессе наполнения обуславливает организацию вращательного движения заряда рабочего тела как в пространстве камеры сжатия, так и вокруг продольной оси цилиндра ПДВС, и его турбулизацию. Последняя, в свою очередь, определяет качество смесеобразования и скорость распространения фронта пламени, а также антидетонационные свойства ПДВС и допустимую степень сжатия.

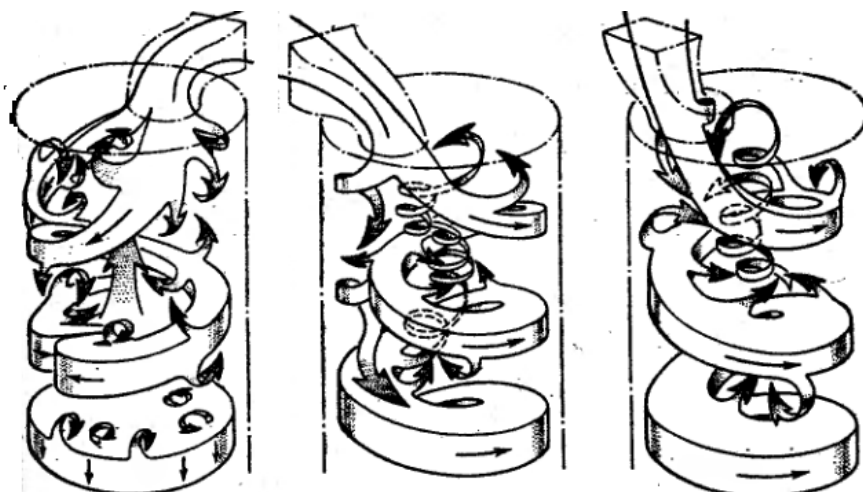


Рис. 4. Примеры вращательных движений рабочего тела в цилиндре ДВС

Проверка данного метода была проведена на базе двигателя ЗМЗ Р-4  $V_h=2,445$  л при использовании программных пакетов САПР ДВС: «Альбея», Lotus Software и РК-Дизель.

Таблица 1.

$n$ , мин <sup>-1</sup>	1000	1800	3200	4500
$V_s$ , м <sup>3</sup>	0,000611200			
$d_r$ , м определяющим параметром вп. отв. серийного дв.	0,027	0,027	0,027	0,027
$W_r$ , м/с скорость дж. воздуха во вп. о. сер. дв	17,803	32,045	56,968	80,112
$d_r$ , м опред. параметр вп. отв. мод. дв.	0,31	0,31	0,31	0,31
$W_r$ , м/с скорость движен. воздуха в вп. отв. мод. дв.	15,87	24,309	43,215	60,772
$\eta_{н.об}$ сер.дв .мод.дв.	0,708	0,892	0,892	0,758
	0,802	1,000	1,026	0,932

Оптимизация таких параметров, как длина впускного трубопровода (без учета регулируемого впускного канала), площадь его сечения и организация вращательного движения рабочего тела на впуске, позволила получить рациональные параметры впускных каналов. При этом удалось повысить степень сжатия с 6,7 до 7,8, а эффективные и экономические показатели двигателя были улучшены на 12-17%.

#### Библиографический список

1. Захаров, Л.А. Повышение технико-экономических показателей бензиновых двигателей [Текст] / Л.А. Захаров. – дисс... д-ра техн. наук. Н. Новгород: НГТУ, 2000. – 398 с.
2. Захаров, Л.А. Метод оценки термодинамических показателей поршневого двигателя, работающего по циклу Отто, на ранней стадии проектирования [Текст] / Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, А.Н. Тарасов // Журнал Автомобильных Инженеров. 2011. №2 (67). С.42-47.
3. Захаров, Л.А. Повышение технических показателей перспективного поршневого многотопливного ДВС с переменной степенью сжатия на ранней стадии проектирования [Текст] / Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, В.Л. Химич, А.Н. Тарасов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2012. №4 (97) С. 207-213.
4. Захаров, Л.А. Современный поршневой ДВС с перспективными энергетическими, экономическими показателями, получаемыми за счет повышения внутренней энергии рабочего тела» [Текст] / Л.А. Захаров, А.Н. Тарасов, И.Л. Захаров, В.Л. Химич, А.В. Дегтярев // Журнал автомобильных Инженеров. 2013. №2 (79). С. 14-20.

5. Захаров, Л.А. Методика обеспечения экономической безопасности поршневого двигателя внутреннего сгорания с принудительным воспламенением [Текст] / А.В. Дегтярев, И.Л. Захаров, А.Н. Тарасов, Е.Л. Лысенко, Л.А. Захаров // XIX Нижегородская сессия молодых ученых. Технические науки. 15-19 февраля 2014 г. / ответственный за выполнение И.А. Зверева – Н. Новгород: НИУ РАНХиГС, 2014. С. 24-27.
6. Захаров, Л.А. Методика обеспечения экологической безопасности поршневого двигателя внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия завода ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28» [Текст] / Л.А. Захаров, А.В. Сеземин, И.Л. Захаров, А.Н. Тарасов, А.В. Дегтярев // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2014. №2 (104). С. 140-147.
7. Захаров, Л.А. «Повышение эффективности поршневых двигателей внутреннего сгорания совершенствованием инженерных решений» / Л.А. Захаров, А.Н. Тарасов, И.Л. Захаров, А.В. Дегтярев // Журнал Автомобильных Инженеров. 2015. №5 (94). С.30-37.
8. Захаров, Л.А. Методологические основы выбора энергетической установки для средств коллективного спасения» // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2015. №4 (111). С. 222-227.
9. Захаров, Л.А. Экспериментально-теоретические исследования технико-экономических показателей атмосферных поршневых двигателей внутреннего сгорания и анализ отечественного опыта [Текст] / Л.А. Захаров, А.Н. Тарасов, И.Л. Захаров, А.В. Дегтярев // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2015. №2 (109). С. 177-188.
10. Захаров, Л.А. Повышение эффективности поршневого двигателя внутреннего сгорания за счет регулирования рациональной степени сжатия для водных, воздушных и наземных транспортных средств [Текст] / Л.А. Захаров, А.В. Дегтярев // Современные технологии в кораблестроительном и авиационном образовании, науке и производстве: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции. – Нижний Новгород: НГТУ, 2016. С. 329-338.
11. Захаров, Л.А. Улучшение энергетических и экономических показателей поршневых бензиновых двигателей путем совершенствования инженерных решений рабочей камеры цилиндров [Текст] / Л.А. Захаров, А.Н. Тарасов, И.Л. Захаров, А.В. Дегтярёв, Е.Л. Лысенко // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы пятой всероссийской межотраслевой конференции – СПб: Издательство СПб ГМТУ, 2016. С. 98-100.
12. Захаров, Л.А. Исследование влияния момента впрыска топлива и наклона топливных струй на экономические и экологические показатели серийного судового дизельного двигателя [Текст] / А.В. Сеземин, Л.А. Захаров, А.В. Дегтярёв, И.Л. Захаров, А.Н. Тарасов. // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2016. №1 (112). С. 199-206.
13. Захаров, Л.А. Повышение динамических характеристик и уменьшение расхода топлива за счет совершенствования рабочих процессов бензинового двигателя [Текст] / А.В. Дегтярев, Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, А.Н. Тарасов // Сборник тезисов докладов международной научно-технической конференции «Двигатель-2017», посвященной 110-летию специальности «Поршневые двигатели» в МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. С. 62-63.
14. Захаров, Л.А. Исследование повышение термического сопротивления изоляции центрального корпуса турбокомпрессора автомобильных ДВС [Текст] / А.А. Пикулькин, Л.А. Бердников, М.Г. Кorchажкин, Л.А. Захаров, П.И. Бажан // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2018. №3. С. 164-171.
15. Zakharov L.A. Study of factors affecting the reliability of turbochargers» / L.A. Berdnikov, A.A. Pikulkin, M.G. Korchazhkin, P.I. Bazhan // IOP Conf/ Series: Materials Science and Engineering 386. 2018.
16. Вихерт, М.М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей [Текст] / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский - М., Машиностроение, 1982. – 151 с.
17. Драганов, Б.Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Б.Х. Драганов, М.Г. Круглов, В.С. Обухов – К., ВШ Головное изд-во, 1987. – 175 с.