

# Численные методы моделирования Numerical simulation methods

Научная статья

УДК 621.436

DOI: 10.14529/engin250106

## СТРУКТУРА, ЭЛЕМЕНТЫ И ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ ГАЗООБМЕНА В ДИЗЕЛЕ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ДАВЛЕНИЕ, ТЕМПЕРАТУРУ И ТЕПЛООБМЕН В ЦИЛИНДРЕ

**Е.А. Лазарев**, *lazarevea@susu.ru*

**М.А. Шибанов**, *asp2024sma81@susu.ru*

**В.Е. Лазарев**, *lazarevve@susu.ru*

*Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия*

**Аннотация.** Описаны материалы и методы расчетно-экспериментального исследования системы газообмена. Анализ функционального влияния процессов воздухообмена и газоотведения на тепломеханическую нагруженность элементов, ограничивающих внутрицилиндровое пространство дизеля, в частности поршня, целесообразен с применением системного блочно-иерархического подхода. Обоснована целесообразность анализа структуры, элементов и параметров процессов газообмена. Описаны особенности моторного стенда для испытания дизеля в целях изучения влияния параметров подсистемы впуска системы газообмена на изменение давления и температуры газа в цилиндре дизеля.

Отражены особенности специальной измерительной аппаратуры для индицирования давления газов в цилиндре в функции угла поворота коленчатого вала электропневматическим индикатором МАИ-2 с индуктивным датчиком положения ВМТ и диафрагменным приемником давления контактного типа, и электронным двухлучевым осциллографом английской фирмы Cossor.

Приведены особенности обработки индикаторных диаграмм давления с использованием алгоритма и программы термодинамического анализа рабочего цикла, в результате которых получали изменения температуры газа в цилиндре в функции угла поворота коленчатого вала и характеристики тепловыделения, теплоиспользования и выгорания топлива.

Рассмотрены функциональные и конструктивные особенности элементов подсистемы впуска свежего заряда. Проанализировано влияние интенсивности движения воздушного заряда при впуске, характеризуемой вихревым отношением, на максимальные давление, быстроту нарастания давления, температуру газов в цилиндре, характер их изменения и эффективные показатели дизеля: удельный эффективный расход топлива, коэффициент избытка воздуха, температуру отработавших газов на выпуске из цилиндра при неизменных мощности и расходе воздуха. Выявлено, что существует оптимальное вихревое отношение, обеспечивающее минимальные значения максимальных давления, быстроты нарастания давления и температуры газов в цилиндре при незначительном изменении топливной экономичности дизеля.

**Ключевые слова:** дизель, система газообмена, системный подход, подсистемы впуска и выпуска, давление и температура свежего заряда и отработавших газов, вихревое отношение, эффективные показатели рабочего цикла

**Для цитирования:** Лазарев Е.А., Шибанов М.А., Лазарев В.Е. Структура, элементы и параметры системы газообмена в дизеле, определяющие давление, температуру и теплообмен в цилиндре // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2025. Т. 25, № 1. С. 56–67. DOI: 10.14529/engin250106

## STRUCTURE, ELEMENTS AND PARAMETERS OF THE GAS EXCHANGE SYSTEM IN A DIESEL ENGINE, DETERMINING THE PRESSURE, TEMPERATURE AND HEAT TRANSFER IN THE CYLINDER

E.A. Lazarev, lazarevea@susu.ru

M.A. Shibarov, asp2024sma81@susu.ru

V.E. Lazarev, lazarevve@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

**Abstract.** The materials and methods of computational and experimental study of the gas exchange system are described. The analysis of the functional effect of air supply and gas disposal processes on the thermal and mechanical loading of elements limiting the internal cylinder space of a diesel engine, in particular a piston, is advisable using a systematic block-hierarchical approach. The expediency of analyzing the structure, elements and parameters of gas exchange processes is substantiated.

The features of a diesel engine test bench are described in order to study the effect of the parameters of the intake subsystem of the gas exchange system on changes in gas pressure and temperature in the diesel cylinder.

The features of special measuring equipment for indicating the pressure of gases in the cylinder as a function of the angle of rotation of the crankshaft are reflected by the MAI-2 electropneumatic indicator with an inductive TDC position sensor and a contact-type diaphragm pressure receiver, which allows recording multi-cycle pressure indicator diagrams, and an electronic two-beam oscilloscope of the English company Cossor.

The functional and design features of the elements of the fresh charge intake subsystem are considered. It is noted that an increase in the charge air pressure at a constant temperature is accompanied by an increase in the maximum pressure, maintaining the maximum rate of pressure increase, reducing the maximum temperature of gases in the cylinder and exhaust gases at the outlet of the diesel cylinder. A similar change in these parameters, except for an increase in the maximum rate of pressure increase, is observed when the temperature of the charge air decreases at constant pressure. The decrease in the specific effective fuel consumption of diesel with an increase in the charge air density can be explained by an increase in the excess air coefficient, a reduction in duration and a decrease in relative heat losses during combustion.

The influence of the intensity of movement of the air charge at the inlet, characterized by a vortex ratio, on the maximum pressure, the rate of pressure increase, the temperature of gases in the cylinder, the nature of their change and the effective indicators of the diesel engine: specific effective fuel consumption, the coefficient of excess air, the temperature of exhaust gases at the outlet from the cylinder at constant power and air consumption is analyzed. It is revealed that there is an optimal vortex ratio that provides minimum values of maximum pressure, the rate of increase in pressure and temperature of gases in the cylinder with an insignificant change in the fuel efficiency of the diesel engine.

**Keywords:** diesel engine, gas exchange system, system approach, intake and exhaust subsystems, pressure and temperature of fresh charge and exhaust gases, vortex ratio, effective indicators of the working cycle

**For citation:** Lazarev E.A., Shibarov M.A., Lazarev V.E. Structure, elements and parameters of the gas exchange system in a diesel engine, determining the pressure, temperature and heat transfer in the cylinder. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2025;25(1):56–67. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin250106

### Введение

Повышение удельной мощности, являющееся одним из основных направлений развития современного дизелестроения, сопровождается увеличением потерь теплоты в процессе сгорания топлива, что обуславливает рост тепломеханической нагруженности и ограничивает уровень форсирования дизелей как жидкостного, так и воздушного охлаждения. Известно, что эффективная литровая мощность  $N_d$  четырехтактного дизеля определяется уравнением

$$N_{\text{л}} = \frac{n}{120} \cdot \frac{H_{\text{ц}}}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot \rho_{\text{к}} \cdot \frac{\text{кВт}}{\text{л}},$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала дизеля,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $\tau$  – тактность рабочего цикла дизеля;  $H_{\text{ц}}$  – низшая теплота сгорания топлива,  $\text{кДж/кг}$ ;  $L_0$  – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива,  $\text{кг/кг}$ ;  $\eta_i$  – индикаторный КПД рабочего цикла дизеля;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $\eta_v$  – коэффициент наполнения цилиндра дизеля свежим зарядом;  $\eta_m$  – механический КПД дизеля;  $\rho_{\text{к}}$  – плотность свежего заряда (воздуха), поступающего в цилиндры дизеля,  $\text{кг/м}^3$ .

Требуемый состав смеси достигается изменением параметров системы газообмена в дизеле. Для повышения качества процессов, составляющих рабочий цикл, и снижения интенсивности тепломеханической нагруженности деталей на систему газообмена дизеля возложены важнейшие функции обеспечения воздухообмена и газоотведения. Функцию воздухообмена выполняет *подсистема впуска* свежего заряда, а функцию газоотведения – *подсистема выпуска* отработавших газов. Для анализа функционального влияния процессов воздухообмена и газоотведения на давление, температуру газа и, как следствие, тепломеханическую нагруженность элементов, ограничивающих внутрицилиндровое пространство дизеля с газотурбинным наддувом, в частности поршня, целесообразно использование системного блочно-иерархического подхода [1]. В этом смысле структура системы газообмена на высшем иерархическом уровне может рассматриваться как состоящая из двух элементов: подсистемы впуска и подсистемы выпуска, с определенными связями между ними.

*Подсистема впуска свежего заряда* четырехтактного дизеля с наддувом, рассматриваемая как система на среднем иерархическом уровне, включает следующие основные элементы: воздушный (свежий) заряд, устройство впуска воздушного заряда из атмосферы, воздушный фильтр, устройство закрытой вентиляции картера (УЗК), компрессор агрегата наддува, охладитель наддувочного воздуха, приемник рециркулируемых отработавших газов (РОГ), впускной коллектор, впускные каналы крышки цилиндра и клапаны механизма газораспределения, трубопроводы, цилиндр.

Процессы, происходящие в подсистеме впуска вне цилиндра, обеспечивают требуемые параметры состояния, характер и интенсивность движения с минимальными гидравлическими потерями и обуславливают эффективность заполнения цилиндра свежим зарядом, от которого зависит дальнейшее развитие последующих процессов рабочего цикла, протекающих внутри цилиндра дизеля.

Процессы, происходящие внутри цилиндра, такие как: заполнение цилиндра свежим зарядом с учетом опережения открытия и запаздывания закрытия впускного клапана, сжатие свежего заряда, испарение и смешение топлива с воздухом и образование топливовоздушной смеси, самовоспламенение смеси с последующим сгоранием топлива, расширение продуктов сгорания и последующее освобождение цилиндра от остаточных газов с учетом опережения открытия и запаздывания закрытия выпускного клапана, перекрытие клапанов механизма газораспределения, обуславливающее процесс продувки надпоршневой части внутрицилиндрового пространства, в определенном смысле тоже являются процессами газообмена, поскольку они характеризуют изменение состава и физико-химического состояния рабочего тела и прежде всего топливовоздушной смеси и продуктов сгорания. Глубина рассмотрения этих процессов выходит за рамки настоящей статьи, и поэтому здесь они будут рассмотрены лишь в ограниченном объеме.

*Подсистема выпуска отработавших газов* четырехтактного дизеля с наддувом, рассматриваемая как система на среднем иерархическом уровне, включает следующие основные элементы: цилиндр, продукты сгорания (отработавшие газы), выпускные клапаны механизма газораспределения и выпускные каналы головки цилиндра, выпускной коллектор, устройство рециркуляции отработавших газов (РОГ), охладитель РОГ, преобразователь импульса давления, газовая турбина агрегата наддува с устройством регулирования, системы нейтрализации ОГ с сажевым фильтром, глушитель шума выпуска, эжекционное устройство, соединительные трубопроводы, устройство выпуска отработавших газов в атмосферу.

Каждый элемент подсистем впуска и выпуска характеризуется внутренними параметрами, а подсистемы впуска и выпуска в целом – выходными параметрами. Выходные параметры зависят от типа элементов, их свойств и от особенностей связи элементов друг с другом, определяемых

структурой подсистемы. Кроме того, в структуре системы газообмена в целом выделяют внешние параметры – параметры внешней по отношению к системе среды, оказывающие влияние на ее функционирование, например, параметры окружающей среды и т. п.

К внутренним параметрам в зависимости от типа элемента можно отнести такие параметры, как давление, температура, влажность, направление, характер и интенсивность движения свежего заряда, местное сопротивление, потери давления, степень охлаждения (нагрева), геометрические размеры, конфигурация, продолжительность, опережение открытия и запаздывание закрытия клапанов механизма газораспределения и т. п.

К выходным параметрам можно отнести коэффициент наполнения, вихревое отношение, гидравлическое сопротивление, плотность воздуха на впуске, коэффициент продувки, коэффициент остаточных газов, габариты и т. п. Выходные параметры являются функцией и в основном определяются внутренними параметрами элементов, а также внешними параметрами системы.

Как внутренние, так и выходные параметры оказывают влияние и определяют интенсивность, характер, направление и продолжительность изменения давления, температуры и движения газа в цилиндре дизеля, формируя характеристики квазистационарных теплового и механического воздействий, такие как коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от газов в поверхности, ограничивающие внутрицилиндровое пространство, результирующая температура газа при рассмотрении процессов теплового воздействия, а также распределение результирующих сил от давления газов и других сил по границам ограничивающих поверхностей в течение рабочего цикла.

Эти характеристики теплового и механического воздействия необходимы в дальнейшем для использования в качестве граничных условий при определении температурного и напряженно-деформированного состояния деталей кривошипно-шатунного механизма дизеля, в частности поршня.

#### Материалы и методы

Рассмотрим параметры, характеризующие состояние свежего заряда в *подсистеме впуска*: давление, температура, влажность, интенсивность, характер и направление движения воздуха. На состояние свежего заряда влияют параметры компрессора, охладителя наддувочного воздуха, форма и элементы впускных канала и клапанов механизма газораспределения, заполняемого внутрицилиндрового пространства, вариация соотношения объемов пространства сжатия и цилиндра в целом. Так, увеличение числа клапанов и диаметра тарелки клапана улучшает наполнение и снижает насосные потери. В дизелях с наддувом влияние давления  $p_k$  и температуры  $T_k$  свежего заряда на показатели рабочего цикла известно, однако количественное изменение текущих и максимальных давления и температуры газов требует экспериментального подтверждения для определения параметров теплообмена в цилиндре дизеля [2].

Для проведения исследования использовались преимущественно экспериментальные и расчетные методы. В рассматриваемой статье изложены материалы, полученные экспериментально при испытаниях одноцилиндровых аналогов 1ЧН15/20,5 и 1ЧН15/16 многоцилиндровых тракторных дизелей 4ЧН15/20,5 и 8ЧН15/16. Испытания проводились на специально созданном моторном стенде, оборудованном нагрузочным устройством электрического типа со стрелочным индикатором нагрузочного режима и частоты вращения коленчатого вала дизеля, автономными агрегатами наддува (компрессором и охладителем наддувочного воздуха), устройством изменения противодействия отработавших газов на выпуске и имитации импульса давления перед турбиной (регулируемой заслонкой).

Моторный стенд оснащен измерительной аппаратурой, фиксирующей давление и температуру смазочного масла в системе смазки, температуру охлаждающих агентов (жидкости для дизеля 1ЧН15/20,5 и воздуха для дизеля 1ЧН15/16) в системе охлаждения, температуру топлива в системе топливоподачи, температуру и давление отработавших газов на выпуске из цилиндра, температуру и давление свежего заряда на впуске в цилиндр, создаваемые автономными агрегатами наддува.

Топливоподающий насос оборудован устройством, позволяющим изменять угол опережения подачи топлива без остановки дизеля в процессе определения нагрузочных и скоростных характеристик. Топливоподающая форсунка оснащена устройством, фиксирующим подъем иглы распылителя и продолжительность впрыскивания топлива.

Стенд оснащен специальной измерительной аппаратурой для индицирования давления газов в цилиндре в функции угла поворота коленчатого вала электропневматическим индикатором

МАИ-2 с индуктивным датчиком положения ВМТ и соответствующим диафрагменным приемником давления контактного типа, позволяющим фиксировать многоцикловые индикаторные диаграммы давления, и электронным двухлучевым осциллографом английской фирмы Cossor с плоским экраном и пьезокварцевым датчиком давления газов в цилиндре для фиксации одноцикловых индикаторных диаграмм давления. Приемник давления МАИ-2 и пьезокварцевый датчик давления газов устанавливались в специальные гнезда головки цилиндров, соединенные коротким каналом диаметром 4 мм с полостью внутрицилиндрового пространства дизеля.

Впоследствии индикаторные диаграммы давления обрабатывались с использованием алгоритма и программы термодинамического анализа рабочего цикла, разработанными И.И. Вибе [3] и развитыми М.Ф. Фарафоновым [4], в результате которых получали изменение температуры газа в цилиндре в функции угла поворота коленчатого вала и характеристики тепловыделения, теплоиспользования и выгорания топлива. По характеристикам выгорания топлива специальной обработкой по методу проф. И.И. Вибе определялись продолжительность процесса сгорания и коэффициент эффективности сгорания топлива.

Одноцилиндровые дизели оснащены устройством с прерывистым токосъемником для измерения температуры в процессе работы с помощью хромель-копелевых термопар, установленных в характерных точках поршня.

Для оценки вихревого отношения  $\Omega$  применялся метод статических продувок впускных каналов на безмоторном стенде с головкой цилиндра дизеля, установленной на специальный прозрачный цилиндр. Определение интенсивности закрутки производилось по угловому отклонению подпружиненной спрямляющей решетки, установленной в подшипниках качения на вертикальной оси, имитирующей ось прозрачного цилиндра. Спиральная пружина спрямляющей решетки тарировалась с целью оценки вращающего момента  $M$ , создаваемого вихревым движением воздушного заряда, с последующим пересчетом для оценки угловой частоты вращения осевого вихря [5]

$$\Omega = \frac{w_0}{w_{дв}} = \frac{\pi}{2} \cdot \int_0^1 \frac{2 \cdot M \cdot \rho \cdot s}{m^2} \cdot \psi \cdot d\left(\frac{s}{S}\right),$$

где  $w_0$ ,  $w_{дв}$  – угловые скорости воздушного заряда в конце впуска и коленчатого вала дизеля;  $M$  – момент на спрямляющей решетке при стационарной продувке;  $\rho$  – плотность воздуха;  $m$  – расход воздуха через впускные органы при стационарной продувке;  $\psi$  – функция скорости поршня, равная отношению его мгновенной скорости к скорости кривошипа;  $s$ ,  $S$  – частичный и полный ход поршня.

### Результаты и обсуждение

Повышение мощности дизелей достигается увеличением цикловой подачи топлива при сохранении или некотором повышении коэффициента избытка воздуха. Это обеспечивается повышением массового расхода  $G_b$  воздуха увеличением плотности  $\rho_k$  свежего заряда на входе в цилиндр с рабочим объемом  $V_h$

$$G_b = \rho_k \cdot V_h = \frac{p_k}{R \cdot T_k} \cdot V_h,$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная.

При наддуве увеличение плотности свежего заряда на впуске повышением давления сопровождается ростом температуры, что увеличивает тепловую нагруженность деталей и ограничивает рост мощности дизеля.

В определенной степени снижения температуры воздушного заряда после компрессора  $T_k$  возможно достичь повышением его адиабатического КПД  $\eta_{kad}$ :

$$T_k = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi_k^{(k-1)/k}}{\eta_{kad}}\right),$$

где  $T_0$  – температура воздушного заряда на входе в компрессор;  $\pi_k$  – степень повышения давления в компрессоре;  $k$  – показатель адиабаты процесса сжатия.

Радикальным способом ослабления отрицательного влияния повышенной температуры воздушного заряда на плотность является применение промежуточного его охлаждения в специаль-

ных охладителей перед поступлением в цилиндр. При наличии охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) температура заряда после компрессора  $T_k$  определится

$$T_k = T_0 \cdot \pi_k^{(n_k-1)/n_k} - \Delta T_{\text{ОНВ}},$$

где  $\Delta T_{\text{ОНВ}}$  – понижение температуры заряда в охладителе наддувочного воздуха;  $n_k$  – показатель политропы процесса сжатия.

Снижение температуры свежего заряда после компрессора увеличивает его плотность, уменьшает температуру в начале процесса сжатия и повышает эффективность продувки цилиндра в период перекрытия клапанов.

Проанализируем некоторые результаты эксперимента, полученные на моторном испытательном стенде. Экспериментальные данные получены при испытании одноцилиндрового дизеля с автономными агрегатами наддува. Влияние давления и температуры воздушного заряда при впуске на максимальное давление  $P_{\text{max}}$ , быстроту нарастания давления  $W_{\text{rmax}}$ , температуру  $T_{\text{max}}$  газов в цилиндре и эффективные показатели дизеля: мощность  $N_e$ , удельный эффективный расход топлива  $g_e$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , температуру  $t_r$  отработавших газов на выпуске из цилиндра при неизменном часовом расходе  $G_r$  топлива представлено на рис. 1, а, б [2].

Увеличение давления наддувочного воздуха при неизменной температуре сопровождается повышением максимального давления, сохранением величины максимальной быстроты нарастания давления, снижением максимальной температуры газов в цилиндре и отработавших газов на выпуске из цилиндра дизеля (см. рис. 1, а). Аналогичное изменение этих параметров, за исключением увеличения максимальной быстроты нарастания давления, наблюдается при снижении температуры наддувочного воздуха при неизменном его давлении (см. рис. 1, б). Снижение удельного эффективного расхода топлива дизелем с увеличением плотности наддувочного воздуха можно объяснить увеличением коэффициента избытка воздуха, сокращением продолжительности и уменьшением относительных тепловых потерь в процессе сгорания (см. таблицу) [2].

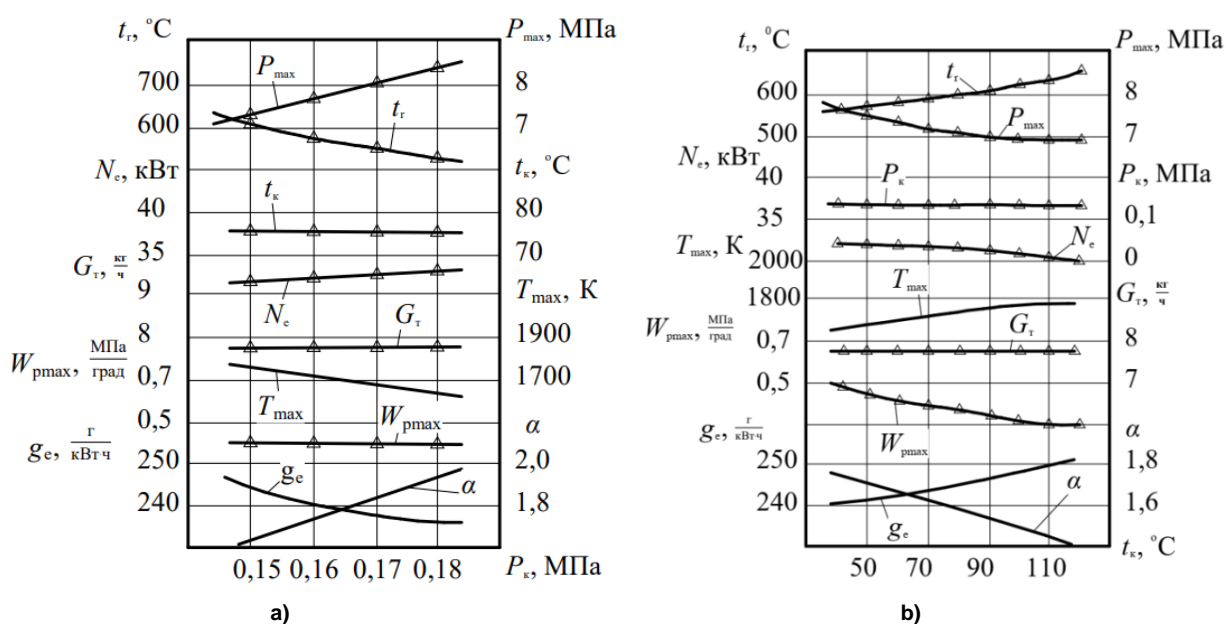


Рис. 1. Влияние давления (а) и температуры (б) наддувочного воздуха на максимальное давление, быстроту нарастания давления, температуру газа в цилиндре и эффективные показатели дизеля (дизель 1СН15/20,5;  $G_r = 7,75$  кг/ч = const,  $n = 1250$  мин<sup>-1</sup>)

Fig. 1. The effect of pressure (a) and temperature (b) of the charge air on the maximum pressure, the rate of pressure increase, the gas temperature in the cylinder and the effective performance of the diesel engine (diesel 1СН15/20,5;  $G_r = 7.75$  kg/h = const,  $n = 1250$  min<sup>-1</sup>)

Анализ данных в таблице свидетельствует, что повышение плотности наддувочного воздуха на  $0,3$  кг/м<sup>3</sup> сопровождается повышением максимального давления газов в цилиндре, которое составляет  $1,1$  МПа при неизменной температуре наддувочного воздуха, а при неизменном давлении

нии наддувочного воздуха – 0,6 МПа. Увеличение плотности наддувочного воздуха на 0,3 кг/м<sup>3</sup> приводит к уменьшению максимальной скорости нарастания давления газов в цилиндре на 0,01 МПа/град при неизменной температуре, а при неизменном давлении наддувочного воздуха ее увеличение составляет 0,16 МПа/град. При этом снижение максимальной температуры газа в цилиндре составляет 120 °С как при неизменной температуре, так и при неизменном давлении наддувочного воздуха. Повышение плотности наддувочного воздуха на 0,3 кг/м<sup>3</sup> сопровождается ростом коэффициента избытка воздуха, который при неизменной температуре составляет 0,3, а при неизменном давлении – 0,28 единицы, что обуславливает практически одинаковое изменение удельного эффективного расхода топлива дизелем.

**Зависимость параметров рабочего цикла дизеля от плотности наддувочного воздуха при изменении ее либо за счет давления при неизменной температуре, либо за счет температуры при неизменном давлении**

**The dependence of the diesel operating cycle parameters on the charge air density when changing it either due to pressure at constant temperature, or due to temperature at constant pressure**

Значение параметров рабочего цикла дизеля при $p_k = \text{var}$ , $t_k = 76^\circ\text{C} = \text{const}$ , $n = \text{const}$								Значение параметров рабочего цикла дизеля при $t_k = \text{var}$ , $p_k = 0,15 \text{ МПа} = \text{const}$ , $n = \text{const}$							
$W_{\text{рmax}}$ , МПа/ гр	$t_k$ , °С	$g_e$ , г/кВт ч	$\alpha$	$p_k$ , МПа	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$P_{\text{max}}$ , МПа	$T_{\text{max}}$ , К	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$P_{\text{max}}$ , МПа	$T_{\text{max}}$ , К	$t_k$ , °С	$\alpha$	$g_e$ , г/кВт ч	$p_k$ , МПа	$W_{\text{рmax}}$ , МПа/ гр
0,400	76	244	1,64	0,15	1,497	7,40	1770	1,364	7,10	1820	110	1,46	250	0,15	0,310
0,396	76	241	1,73	0,16	1,597	7,70	1730	1,439	7,20	1800	90	1,55	247	0,15	0,350
0,393	76	238	1,84	0,17	1,697	8,10	1690	1,523	7,40	1750	70	1,69	244	0,15	0,400
0,390	76	236	1,94	0,18	1,797	8,50	1650	1,618	7,70	1700	50	1,73	242	0,15	0,470

Результаты анализа раздельного влияния давления и температуры наддувочного воздуха на максимальные давления и температуру рабочего цикла дизеля свидетельствуют о том, что при использовании глубокого охлаждения наддувочного воздуха для повышения плотности свежего заряда одинаковый прирост плотности свежего заряда сопровождается меньшим приростом максимального давления в рабочем цикле при равном изменении максимальной температуры, мощности и топливной экономичности. Однако сохранение в этом случае коэффициента избытка воздуха сопровождается некоторым снижением максимальной температуры при сохранении максимального давления в рабочем цикле, мощности и топливной экономичности дизеля.

Интенсивность, характер и направление движения воздушного заряда при впуске можно оценить комплексным параметром – вихревым отношением  $\Omega$ , представляющим отношение частоты вращения осевого воздушного вихря при вихревом движении к частоте вращения коленчатого вала дизеля [6, 7]. При значениях вихревого отношения менее оптимального наблюдается ухудшение процесса смесеобразования, использования воздушного заряда в процессе сгорания и топливной экономичности дизеля. Превышение оптимального значения вихревого отношения сопровождается снижением полноты сгорания топлива, повышением дымности отработавших газов, ухудшением мощностных и экономических показателей рабочего цикла [2].

Некоторые результаты эксперимента, полученные на моторном испытательном стенде, представлены на рис. 2. Они получены при испытании одноцилиндрового дизеля, оборудованного впускным клапаном 2 с ширмой 1 (рис. 2, а), вихревое отношение  $\Omega$  определялось в зависимости от угла  $\alpha$  поворота клапана с ширмой (рис. 2, б). Влияние вихревого отношения при движении воздушного заряда при впуске на максимальные давление  $P_{\text{max}}$ , быстроту нарастания давления  $W_{\text{рmax}}$ , температуру  $T_{\text{max}}$  газов в цилиндре и эффективные показатели дизеля: мощность  $N_e$ , удельный эффективный расход топлива  $g_e$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , температуру  $t_t$  отработавших газов на выпуске из цилиндра при неизменном часовом расходе  $G_b$  воздуха представлено на рис. 2, с [2].

Вихревое движение воздушного заряда является условием качественного смесеобразования в дизелях с объемно-плочным способом смесеобразования [8, 9]. Анализ результатов (см. рис. 2, с) показывает, что наилучшая топливная экономичность и минимальная температура отработавших газов дизеля наблюдаются при вихревом отношении  $\Omega = 2...3$ . Максимальные давление и быстрота нарастания давления имеют минимальное значение при  $\Omega = 1,5$ . Увеличение  $P_{\text{max}}$  и  $W_{\text{рmax}}$  при  $\Omega < 1,5$  можно объяснить значительной долей объемного смесеобразования при ма-

лой интенсивности вихря. Увеличение вихревого отношения свыше 1,5 также сопровождается ростом максимальных давления и быстроты нарастания давления [7].

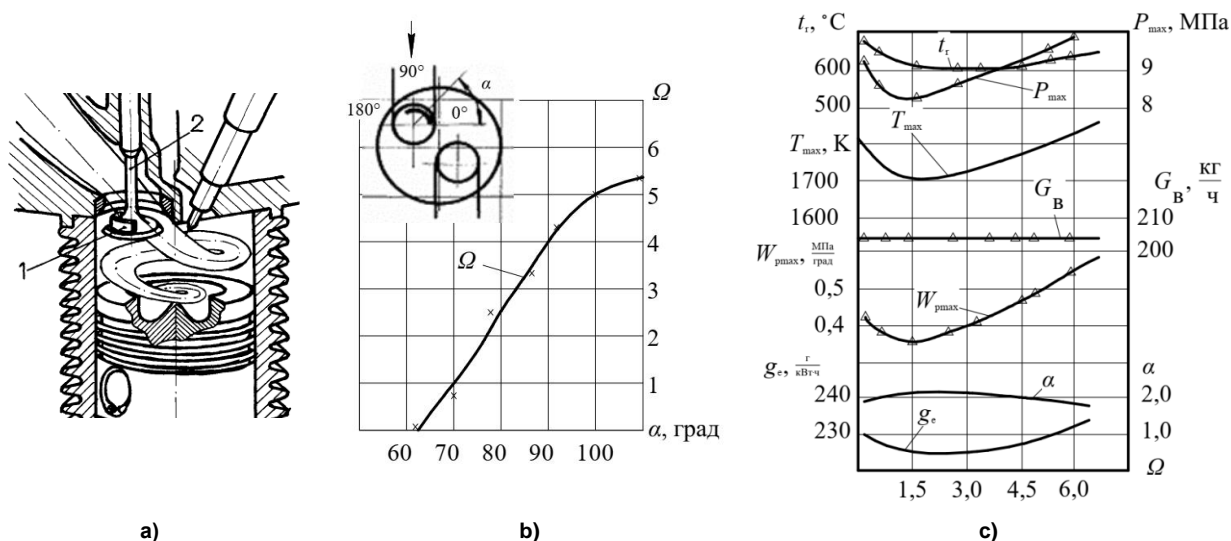


Рис. 2. Осовой вихрь, создаваемый ширмой 1 на клапане 2 (а), вихревое отношение при различном положении оси ширмы на клапане (б) и влияние вихревого отношения на максимальные давление, быстроту нарастания давления, температуру газа в цилиндре и эффективные показатели дизеля (с) (дизель 1СН15/16;  $N_e = 30,6$  кВт,  $p_k = 0,165$  МПа,  $t_k = 92$  °С,  $G_B = 204$  кг/ч = const,  $n = 1700$  мин<sup>-1</sup>, кс ЯМЗ)

Fig. 2. The axial vortex created by the screen 1 on the valve 2 (a), the vortex ratio at different positions of the screen axis on the valve (b) and the effect of the vortex ratio on maximum pressures, pressure build-up rate, gas temperature in the cylinder and effective diesel performance (c) (diesels 1СН15/16;  $N_e = 30.6$  kW,  $p_k = 0.165$  MPa,  $t_k = 92$  °C,  $G_B = 204$  kg/h,  $n = 1700$  min<sup>-1</sup>, ks YaMZ)

Повышение удельного эффективного расхода топлива при значениях  $\Omega > 3$  объясняется ростом тепловых потерь вследствие увеличения скоростей воздушного заряда при впуске и турбулизации смеси при сгорании топлива, что увеличивает коэффициент теплоотдачи от газов в стенки, а, следовательно, и тепловые потери [2, 7].

Анализ данных на рис. 3 свидетельствует, что при увеличении давления  $p_k$  и температуры  $t_k$  наддувочного воздуха продолжительность и доля топлива, выгоревшая в начальном периоде, изменяются незначительно, а с увеличением вихревого отношения  $\Omega$  наблюдается неоднозначное изменение интенсивности выгорания особенно в начальном и основном периодах, а также максимальных давления и температуры цикла.

В подсистеме выпуска параметры, характеризующие состояние отработавших газов, включают температуру, давление и уровень гидравлических потерь. Температура отработавших газов определяется эффективностью процессов сгорания топлива, включая тепловые потери, расширения продуктов сгорания и освобождения цилиндра от отработавших газов вследствие свободного и принудительного выпуска под действием движения поршня к ВМТ. Давление отработавших газов на выходе из цилиндра в подсистеме выпуска определяется уровнем гидравлического сопротивления клапанной щели выпускного клапана, выпускного канала головки цилиндров, выпускного коллектора, преобразователя импульсов, корпуса турбины с устройством регулирования, элементов проточной части рабочего колеса газовой турбины турбокомпрессора, нейтрализатора с сажевым фильтром, глушителя, эжекционного устройства [10] и устройства выпуска газов.

Влияние параметров, характеризующих состояние отработавших газов в подсистеме выпуска, на эффективные показатели дизеля, максимальные давление, быстроту нарастания давления и температуру газа в цилиндре и на выходе из него при имитации механического наддува с приводом компрессора от коленчатого вала представлено на рис. 4, а.

Уменьшение давления  $P_r$  отработавших газов регулируемой заслонкой на выпуске сопровождается повышением мощности  $N_e$ , максимальных давления  $P_{max}$  и быстроты нарастания давления  $W_{rmax}$ . Максимальная температура  $T_{max}$  рабочего цикла и температура  $t_t$  отработавших газов при этом снижаются.



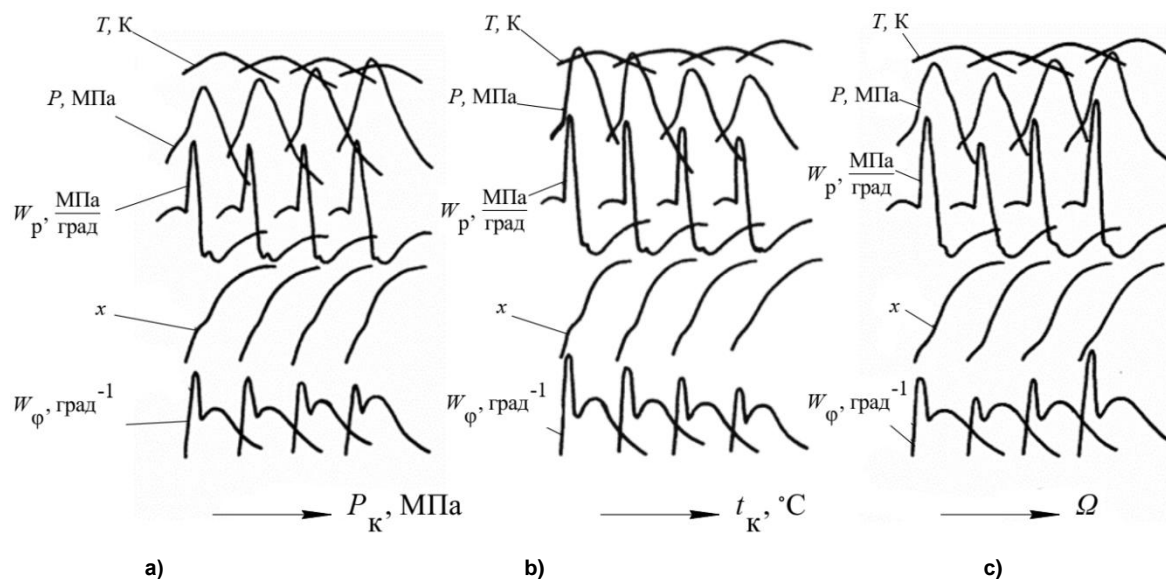


Рис. 3. Характер изменения температуры  $T$ , давления  $P$ , быстроты нарастания давления  $W_p$ , интегральной –  $x$  и дифференциальной –  $W_\phi$  характеристик выгорания топлива в цилиндре при изменении давления  $P_k$  с сохранением температуры  $t_k$  наддувочного воздуха (а), температуры  $t_k$  с сохранением давления  $P_k$  наддувочного воздуха (б) и вихревого отношения  $\Omega$  на впуске с сохранением расхода воздуха  $G_b$  (с) дизелем

Fig. 3. The nature of the change in temperature  $T$ , pressure  $P$ , and the rate of pressure increase  $W_p$ , integral –  $x$  and differential –  $W_\phi$  characteristics of fuel burnout in the cylinder when the pressure  $P_k$  changes while maintaining the temperature  $t_k$  of the charge air (a), the temperature  $t_k$  while maintaining the pressure  $P_k$  of the charge air (b) and the vortex ratio  $\Omega$  at the inlet while maintaining the air flow  $G_b$  (c) by diesel

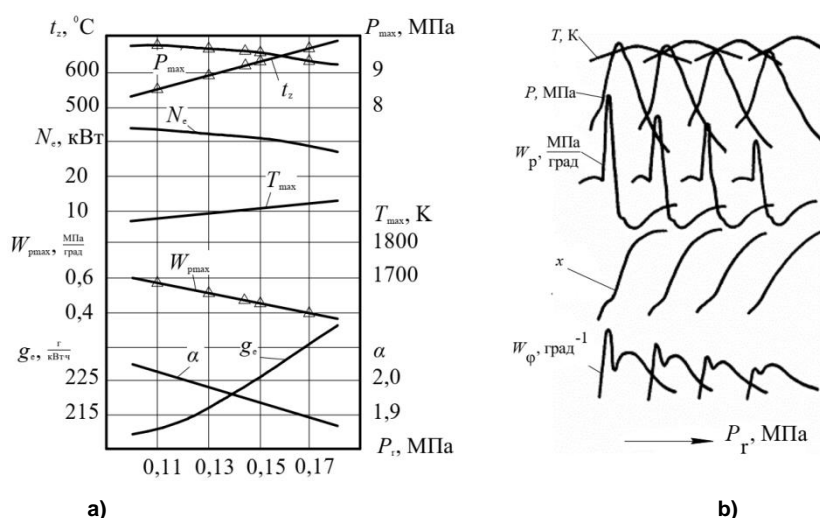


Рис. 4. Влияние давления  $P_r$  отработавших газов при выпуске на максимальное давление, быстроту нарастания давления, температуру газа в цилиндре, эффективные показатели дизеля (а) и на характер изменения температуры  $T$ , давления  $P$ , быстроты нарастания давления  $W_p$ , интегральной –  $x$  и дифференциальной –  $W_\phi$  характеристик выгорания топлива (б) (дизель 1СН15/16;  $G_T = 7,0$  кг/ч = const,  $P_k = 0,165$  МПа,  $t_k = 92$  °С,  $n = 1700$  мин<sup>-1</sup>, кс ЯМЗ)

Fig. 4. Effect of exhaust gas pressure on the maximum pressure, the pressure rise rate, the gas temperature in the cylinder, the effective performance of the diesel engine (a) are characterized by changes in temperature  $T$ , pressure  $P$ , pressure rise rate  $W_p$ , integral –  $x$  and differential –  $W_\phi$  fuel combustion characteristics (b) (diesel 1СН15/16;  $G_t = 7.0$  kg/h,  $P_k = 0.165$  MPa,  $t_k = 92$  °C,  $n = 1700$  min<sup>-1</sup>, ks YaMZ)

С уменьшением давления  $P_r$  отработавших газов увеличивается коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  и снижается удельный эффективный расход  $g_c$  топлива. Увеличение коэффициента избытка воздуха приводит к повышению интенсивности выгорания топлива в начальном и основном периодах (рис. 4, б).

С уменьшением давления  $P_r$  увеличивается доля топлива, выгорающая в начальном периоде. Анализируя изменение характера сгорания в периодах, можно отметить, что оно проявляется лишь в начальном периоде. С уменьшением  $P_r$  уменьшаются угол начала сгорания, продолжительность процесса сгорания и уровень тепловых потерь. Возможность уменьшения давления  $P_r$  отработавших газов в значительной степени определяется газодинамическим совершенством проточной части турбины турбокомпрессора при газотурбинном наддуве, выпускных каналов головки цилиндров и выпускных трубопроводов.

Выполненный авторами экспериментальный анализ особенностей газообмена, в частности, влияния параметров наддувочного воздуха на впуске, движения свежего заряда в цилиндре и давления отработавших газов на выпуске, а также качественный учет в структуре системы газообмена управления фазами газораспределения, внутренней рециркуляции и нейтрализации отработавших газов отражают направления исследований, выполненных ранее [11–20].

Проведенное исследование свидетельствует, что:

- при использовании охлаждения наддувочного воздуха с сохранением его давления одинаковый прирост плотности свежего заряда сопровождается меньшим ростом максимального давления при равном изменении максимальной температуры, мощности и топливной экономичности рабочего цикла. Сохранение коэффициента избытка воздуха в этом случае сопровождается снижением максимальной температуры при сохранении максимального давления газов в цилиндре, мощности и топливной экономичности дизеля;

- при неизменных мощности дизеля, давления и температуры наддувочного воздуха наилучшая топливная экономичность дизеля и минимальные значения температуры отработавших газов достигаются при изменении значений вихревого отношения от 2 до 3. При различных значениях вихревого отношения наблюдается пренебрежимо малое изменение расхода воздуха дизелем  $G_b$ ;

- малые значения скорости движения воздушного заряда затрудняют теплообмен между рабочим телом и стенками камеры сгорания. Вследствие этого в области значений вихревого отношения  $\Omega < 3$  уровень тепловых потерь при сгорании топлива стабилизируется;

- при вихревом отношении  $\Omega > 3$  увеличение скоростей воздушного заряда при впуске и высокая степень турбулизации газовой смеси при сгорании топлива приводят к повышению коэффициента теплоотдачи от газов в стенки, а следовательно, и тепловых потерь;

- максимальные давление и быстрота нарастания давления имеют минимальные значения при изменении вихревого отношения в диапазоне 1...2 единицы;

- уменьшение давления отработавших газов регулируемой заслонкой на выпуске сопровождается повышением мощности, максимальных давления и быстроты нарастания давления при имитации механического наддува с приводом компрессора от коленчатого вала дизеля. Максимальная температура рабочего цикла и температура отработавших газов при этом снижаются. С уменьшением давления отработавших газов увеличивается коэффициент избытка воздуха и снижается удельный эффективный расход топлива.

### Список литературы

1. Норенков И.П. Введение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем. М.: Высшая школа, 1986. 304 с.
2. Лазарев Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: монография. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. 289 с.
3. Vibe I.I. Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren. Berlin: VEB Verlag Technik, 1970. 286 p.
4. Фарафонов М.Ф. Анализ рабочего цикла двигателя по индикаторной диаграмме с использованием ЭЦВМ: учебное пособие. Челябинск: ЧПИ, 1985. 67 с.
5. Barthelma L., Spindler W., Woschni G. Messung der örtlichen Luftbewegung im Brennraum eines direkteinspritzenden Dieselmotors. MTZ, 1983, no. 44, 2, P. 67.
6. Володин В.М., Давыдков Б.Н. Методика и результаты исследования впускных каналов автотракторных дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 1976. № 9. С. 16–19.
7. Лазарев Е.А., Володин В.М., Кривошеина Л.В. Тепловые потери в открытой камере сгорания при изменении интенсивности осевого вихря // Двигателестроение. 1982. № 10. С. 11–13.

8. Брозе Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях. М.: Машиностроение, 1969. 267 с.
9. Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС: специальность 05.04.02 «Тепловые двигатели»: дис. ... д-ра техн. наук / Кулешов Андрей Сергеевич; Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана. М., 2011. 235 с.
10. Салов А.Ю. Улучшение газообмена в дизеле с газотурбинным наддувом применением эжектора для охлаждения наддувочного воздуха: специальность 05.04.02 «Тепловые двигатели»: дис. ... канд. техн. наук / Салов Андрей Юрьевич. Челябинск, 2022. 155 с.
11. Крайнюк А.И., Алексеев С. В., Крайнюк А.А. Система наддува ДВС с глубоким охлаждением наддувочного воздуха // Двигатели внутреннего сгорания. 2009. № 2. С. 59–65.
12. Кондренко В.А. Влияние охлаждения наддувочного воздуха на тепломеханическую нагруженность и напряженность распылителей форсунок дизелей типа ЧН12/12 // Транспорт Урала. 2008. Вып. 1. С. 79–80.
13. Плотников Л.В., Жилкин Б.П. Динамические характеристики газодинамики и теплоотдачи во впускном тракте поршневого ДВС // Двигателестроение. 2009. № 2. С. 55–56.
14. Плотников Л.В., Жилкин Б.П., Бродов Ю. М. Влияние поперечного профилирования впускных и выпускных трубопроводов поршневых двигателей на тепломеханические характеристики потоков // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2017. № 1/2. С. 119–126.
15. Бродов Ю.М., Жилкин Б.П., Плотников Л.В. Снижение тепловой напряженности впускных и выпускных систем двигателей внутреннего сгорания с наддувом // Научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики». 2016. № 1 (32). С. 19–23.
16. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей: учебник для вузов. М.: Транспорт, 1990. 344 с.
17. Using fully variable valve control for cylinder-individual reference tracking with emission-optimal internal exhaust gas recirculation / A. Omanovic, A. Detaillieur, P. Soltic, A.C. Kulzer, C. Onder // Control Engineering Practice. 135 (2023). 105526. P. 1–13.
18. Knost F., Beidl C. Potenzial von HVO in Dieselmotoren mit Millersteuerzeiten und interner Abgasrückführung // MTZ Motortech Z, 2024, vol. 85, pp. 16–23.
19. Ohrnberger T., Becker C., Doehring C. Assessment of Tier 4 Final Aftertreatment Strategies // SAE International 2012-01-1953. 09/24/2012. DOI: 10.4271/2012-01-1953.
20. Investigations to Achieve Highest Efficiencies in Exhaust Gas After-Treatment for Commercial Vehicles using an SCR System / A. Keuper, H.-M. I. Unger, J. Huang, H. Bressler, W. Albrecht // SAE International 2011-01-2201. 09/13/2011. P. 145–154.

### References

1. Norenkov I.P. *Vvedeniye v avtomatizirovannoye proyektirovaniye tekhnicheskikh ustroystv i sistem*. [Introduction to automated design of technical devices and systems]. Moscow, 1986. 304 p.
2. Lazarev E.A. *Osnovnyye printsipy, metody i effektivnost' sredstv sovershenstvovaniya protsessov sgoraniya topliva dlya povysheniya tekhnicheskogo urovnya traktornykh dizeley* [Basic principles, methods and efficiency of means of improving the fuel combustion process to increase the technical level of tractor diesel engines]. Chelyabinsk, 2010. 289 p.
3. Vibe I.I. *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren*. Berlin: VEB Verlag Technik, 1970. 286 p.
4. Farafontov M.F. *Analiz rabochego tsikla dvigatelya po indikatornoy diagramme s ispol'zovaniyem ETSVM* [Analysis of the engine working cycle by the indicator diagram using an electronic digital computer] Chelyabinsk, 1985. 67 p.
5. Barthelma L., Spindler W., Woschni G. Messung der örtlichen Luftbewegung im Brennraum eines direkteinspritzenden Dieselmotors. *MTZ*, 1983, no. 44, 2, p. 67.
6. Volodin V.M., Davydkov B.N. Methodology and results of the study of intake channels of automotive and tractor diesel engines. *Tractors and agricultural machinery*, 1976, no. 9, pp. 16–19. (In Russ.)
7. Lazarev E.A., Volodin V.M., Krivosheina L.V. Heat loss in an open combustion chamber with a change in the intensity of the axial vortex. *Engine building*, 1982, no. 10, pp. 11–13. (In Russ.)
8. Brose D.D. *Sgoraniye v porshnevykh dvigatelyakh* [Combustion in piston engines]. Moscow, 1969. 267 p.

9. Kuleshov A.S. *Razvitiye metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS* [Development of calculation methods and optimization of internal combustion engine working processes]. Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences. Moscow, 2011. 235 p.
10. Salov A.Yu. *Uluchsheniye gazoobmena v dizele s gazoturbinnym nadduvom primeneniye ezhektora dlya okhlazhdeniya nadduvochnogo vozdukha* [Improving gas exchange in a diesel engine with gas turbine supercharging by using an ejector to cool the charge air]. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences. Chelyabinsk, 2022. 155 p.
11. Kraynyuk A.I., Alekseev S.V., Kraynyuk A.A. Turbocharging system of internal combustion engines with deep cooling of charge air. *Internal Combustion Engines*, 2009, no. 2, pp. 59–65. (In Russ.)
12. Kondrenko V.A. Effect of charge air cooling on thermomechanical loading and stress of nozzles of diesel injectors of type ЧН12/12. *Transport of the Urals*, 2008, iss. 1, pp. 79–80. (In Russ.)
13. Plotnikov L.V., Zhilkin B.P. Dynamic characteristics of gas dynamics and heat transfer in the intake tract of a piston internal combustion engine. *Engine building*, 2009, no. 2, pp. 55–56. (In Russ.)
14. Plotnikov L.V., Zhilkin B.P., Brodov Yu.M. Effect of transverse profiling of intake and exhaust pipelines of piston engines on thermal and mechanical characteristics of flows. *News of higher educational institutions. Problems of power engineering*, 2017, no. 1/2, pp. 119–126. (In Russ.)
15. Brodov Yu.M., Zhilkin B.P., Plotnikov L.V. Reducing the thermal stress of intake and exhaust systems of supercharged internal combustion engines. *Scientific and technical journal "Reliability and Safety of Power Engineering"*, 2016, no. 1 (32), pp. 19–23. (In Russ.)
16. Kamkin S.V., Voznitsky I.V., Shmelev V.P. *Ekspluatatsiya sudovykh dizeley* [Operation of marine diesels]. Moscow, 1990. 344 p.
17. Omanovic A., Detaillieur A., Soltic P., Kulzer A.C., Onder C. Using fully variable valve control for cylinder-individual reference tracking with emission-optimal internal exhaust gas recirculation. *Control Engineering Practice*, 2023, vol. 135, number 105526, pp. 1–13.
18. Knost F., Beidl C. Potenzial von HVO in Dieselmotoren mit Millersteuerzeiten und interner Abgasrückführung. *MTZ Motortech Z*, 2024, vol. 85, pp. 16–23.
19. Ohrnberger T., Becker C., Doebling C. Assessment of Tier 4 Final Aftertreatment Strategies. *SAE International* 2012-01-1953. 09/24/2012. DOI: 10.4271/2012-01-1953.
20. Keuper A., Unger H.-M. I., Huang J., Bressler H., Albrecht W. Investigations to Achieve Highest Efficiencies in Exhaust Gas After-Treatment for Commercial Vehicles using an SCR System. *SAE International* 2011-01-2201. 09/13/2011, pp. 145–154.

#### **Информация об авторах**

**Лазарев Евгений Анатольевич**, доктор технических наук, профессор, Передовая инженерная школа двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; lazarevea@susu.ru

**Шибанов Максим Андреевич**, аспирант, Передовая инженерная школа двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; asp2024sma81@susu.ru

**Лазарев Владислав Евгеньевич**, доктор технических наук, профессор, Передовая инженерная школа двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; lazarevve@susu.ru

#### **Information about the authors**

**Evgeny A. Lazarev**, Doctor of technical sciences, Professor, Advanced Engineering School of Engine Building and Special Machinery "Heart of the Urals", South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; lazarevea@susu.ru

**Maksim A. Shibarov**, aspirant, Advanced Engineering School of Engine Building and Special Machinery "Heart of the Urals", South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; asp2024sma81@susu.ru

**Vladislav E. Lazarev**, Doctor of technical sciences, Professor, Advanced Engineering School of Engine Building and Special Machinery "Heart of the Urals", South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; lazarevve@susu.ru

**Статья поступила в редакцию 17.01.2025; принята к публикации 27.01.2025.**

**The article was submitted 17.01.2025; accepted for publication 27.01.2025.**