

## ВЛИЯНИЕ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОЦЕССА ВПУСКА НА ПАРАМЕТРЫ И ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА В ДИЗЕЛЕ С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ КОМПРЕССОРА НАДДУВА

**Е.А. Лазарев**, *lazarevea@susu.ru*  
**М.А. Шибанов**, *asp2024sma81@susu.ru*  
**Д.Е. Боровских**, *dmitryborovskikh52@gmail.com*  
**В.Е. Лазарев**, *lazarevve@susu.ru*

*Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия*

**Аннотация.** В статье представлены особенности оценки учета фаз газораспределения процесса впуска как параметров системы газообмена при определении влияния коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом на индикаторные показатели рабочего цикла в дизеле с механическим приводом компрессора наддува. При формировании методических подходов к оценке влияния фаз газораспределения на индикаторные показатели рабочего цикла посредством воздействия на коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом учитываются такие особенности, как модернизация механизма газораспределения в существующем дизеле и разработка его для вновь проектируемого дизеля.

В качестве составляющих суммарных потерь при определении коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом отмечаются газодинамические потери, потери от подогрева воздушного заряда стенками цилиндра, от расширения остаточных газов и от заброса свежего заряда во впускной коллектор, а также определяется приращение коэффициента наполнения вследствие дозарядки цилиндра свежим зарядом рационализацией выбора момента закрытия впускного клапана.

Численное моделирование рабочего цикла дизеля при изменении фаз газораспределения выполнялось в двух вариантах: с оценкой влияния коэффициента наполнения на показатели рабочего цикла без учета взаимосвязей коэффициента наполнения с коэффициентом избытка воздуха, продолжительностью процесса сгорания и коэффициентом эффективности сгорания в условиях увеличения расхода топлива и с учетом этих взаимосвязей при сохранении неизменным расхода топлива дизелем.

При оценке использованы методы расчетно-экспериментального исследования рабочего цикла на основе алгоритмов и программ термодинамического синтеза теоретических индикаторных диаграмм давления газов в цилиндре, в результате которых получены изменения давления и температуры газа в цилиндре в функции угла поворота коленчатого вала, а также такие индикаторные показатели рабочего цикла, как среднее индикаторное давление, удельный индикаторный расход топлива, максимальные давление и температура газа в цилиндре и т. п.

В результате анализа теоретических индикаторных диаграмм давления и индикаторных показателей рабочего цикла определено недостаточно изученное влияние фаз газораспределения на возможности повышения мощности дизеля при сохранении и изменении коэффициента избытка воздуха. При этом наибольший эффект оптимизации фаз газораспределения по критерию максимального значения среднего индикаторного давления отмечается при сохранении коэффициента избытка воздуха. В этом случае удается обеспечить неизменным удельный индикаторный расход топлива, максимальную температуру газа при некотором повышении максимального давления газа в цилиндре с ростом среднего индикаторного давления дизеля. Влияние оптимизации фаз газораспределения на возможности повышения мощности дизеля при изменении коэффициента избытка воздуха характеризуется незначительным ростом среднего индикаторного и максимального давлений, несущественным снижением удельного индикаторного расхода топлива и некоторым уменьшением максимальной температуры газа в цилиндре дизеля.

**Ключевые слова:** дизель, система газообмена, процесс впуска, фазы газораспределения, методический подход, синтез теоретических индикаторных диаграмм давления, коэффициент наполнения, индикаторные показатели рабочего цикла

**Для цитирования:** Влияние фаз газораспределения процесса впуска на параметры и показатели рабочего цикла в дизеле с механическим приводом компрессора наддува / Е.А. Лазарев, М.А. Шибанов, Д.Е. Боровских, В.Е. Лазарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2025. Т. 25, № 4. С. 89–104. DOI: 10.14529/engin250408

## THE INFLUENCE OF THE VALVE TIMING OF THE INTAKE PROCESS ON THE PARAMETERS AND INDICATORS OF THE WORKING CYCLE IN A DIESEL ENGINE MECHANICALLY DRIVEN SUPERCHARGING COMPRESSOR

*E.A. Lazarev, lazarevea@susu.ru*

*M.A. Shibarov, asp2024sma81@susu.ru*

*D.E. Borovskikh, dmitryborovskikh52@gmail.com*

*V.E. Lazarev, lazarevve@susu.ru*

*South Ural State University, Chelyabinsk, Russia*

**Abstract.** The article presents the features of evaluating the consideration of the gas distribution phases of the intake process as parameters of the gas exchange system when determining the effect of the cylinder filling coefficient with a fresh charge on the operating cycle indicators in a diesel engine with a mechanically driven boost compressor. When forming methodological approaches to assessing the effect of valve timing on the indicator indicators of the working cycle by influencing the cylinder filling coefficient with a fresh charge, such features as the modernization of the valve timing mechanism in an existing diesel engine and its development for a newly designed diesel engine are taken into account.

As components of the total losses in determining the filling coefficient of the cylinder with a fresh charge, gas dynamic losses are noted, losses from heating the air charge by the cylinder walls, from the expansion of residual gases and from throwing a fresh charge into the intake manifold, and the increment of the filling coefficient due to the additional charge of the cylinder is determined.

Numerical modeling of the diesel operating cycle with a change in valve timing was performed in two versions: with an assessment of the effect of the filling coefficient on the operating cycle without taking into account the relationship of the filling coefficient with the coefficient of excess air, the duration of the combustion process and the coefficient of combustion efficiency in conditions of increased fuel consumption and taking into account these relationships while maintaining the same fuel consumption by diesel.

The evaluation used methods of computational and experimental study of the working cycle based on algorithms and programs for the thermodynamic synthesis of theoretical indicator diagrams of gas pressure in the cylinder, which resulted in a change in the pressure and temperature of the gas in the cylinder as a function of the angle of rotation of the crankshaft, as well as such indicators of the working cycle as the average indicator pressure, specific indicator fuel consumption, the maximum pressure and temperature of the gas in the cylinder, etc.

As a result of the analysis of theoretical pressure indicator diagrams and operating cycle indicator indicators, the insufficiently studied effect of valve timing on the possibility of increasing diesel engine power while maintaining and changing the excess air coefficient has been determined. At the same time, the greatest effect of optimizing the valve timing according to the criterion of the maximum value of the average indicator pressure is noted while maintaining the coefficient of excess air. In this case, it is possible to ensure that the specific indicator fuel consumption and the maximum gas temperature remain unchanged with a slight increase in the maximum gas pressure in the cylinder with an increase in the average indicator pressure of the diesel engine. The effect of optimizing valve timing on the possibility of increasing diesel engine power when changing the excess air coefficient is characterized by a slight increase in the average indicator and maximum pressures, an insignificant decrease in the specific indicator fuel consumption and a slight decrease in the maximum temperature gas in the diesel cylinder.

**Keywords:** diesel engine, gas exchange system, intake process, valve timing phases, methodological approach, synthesis of theoretical pressure indicator diagrams, filling coefficient, indicator indicators of the working cycle

**For citation:** Lazarev E.A., Shibarov M.A., Borovskikh D.E., Lazarev V.E. The influence of the valve timing of the intake process on the parameters and indicators of the working cycle in a diesel engine mechanically driven supercharging compressor. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2025:25(4):89–104. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin250408

## Введение

Повышение удельной мощности, являющееся одним из основных направлений развития современного дизелестроения, реализуется за счет повышения среднего эффективного давления газов в цилиндре и частоты вращения коленчатого вала совершенствованием процессов газообмена, смесеобразования, сгорания топлива и снижения механических потерь с обеспечением экологичной работы дизелей при изменении состава топливовоздушной смеси.

Достижение заданного состава смеси осуществляется изменением цикловых подач как топлива, так и воздуха. Состав смеси характеризуется коэффициентом избытка воздуха, для обеспечения рационального значения которого придается особое значение эффективности системы газообмена в дизеле.

Для повышения качества процессов, составляющих рабочий цикл, на систему газообмена дизеля с механическим наддувом возложены важнейшие функции воздухообеспечения и газоотведения [1]. В системе газообмена функцию воздухообеспечения выполняет подсистема впуска свежего заряда, а функцию газоотведения – подсистема выпуска отработавших газов.

Процессы, происходящие внутри цилиндра, такие как наполнение цилиндра свежим зарядом с учетом фаз газораспределения (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 фаз газораспределения (опережения открытия и запаздывания закрытия выпускного клапана), перекрытие клапанов механизма газораспределения, обуславливающее продувку внутрицилиндрового пространства, являются следствием процессов газообмена, поскольку они определяют изменение состава и параметры физико-химического состояния рабочего тела [1].

Параметрами элементов подсистемы впуска системы газообмена являются давление, температура, влажность, направление, характер и интенсивность движения свежего заряда, степень охлаждения (нагрева) свежего заряда, конфигурация и геометрические размеры впускных каналов в головке цилиндров, число, продолжительность открытия, фазы (опережение открытия и запаздывание закрытия) состояния впускных клапанов механизма газораспределения и т. п. [2].

Показателями подсистемы впуска системы газообмена являются параметры, имеющие смысл показателей эффективности, например коэффициент наполнения, вихревое отношение, гидравлическое сопротивление, плотность воздуха на впуске, коэффициент продувки, коэффициент остаточных газов  $\gamma$  и т. п. Эти показатели в основном определяются параметрами элементов подсистемы, а также внешней по отношению к системе средой [2].

Параметры и показатели системы газообмена в целом определяют интенсивность, характер и направление движения, изменения давления и температуры газа в цилиндре, формируя индикаторные и эффективные показатели рабочего цикла дизеля, а также условия и интенсивность теплового и механического воздействия газов на поверхности внутрицилиндрового пространства.

## Материалы и методы

Процесс газообмена определяет изменение параметров состояния, состава и количества рабочего тела во внутрицилиндровом пространстве, параметров состояния и скорости потока в газозоообменных трактах. Протекание процессов газообмена зависит от особенностей конструкции дизеля, впускной и выпускной подсистем, режима работы дизеля и атмосферных условий [2].

Изменение давления рабочего тела во впускной подсистеме системы газообмена как в дизеле без наддува, так и в дизеле с наддувом связано с изменением давления рабочего тела во внутрицилиндровом пространстве. Колебание давления рабочего тела во впускной подсистеме обусловлено газодинамическими явлениями, влияние которых на частоту и амплитуду колебаний перед впускными клапанами снижается с увеличением диаметра впускных каналов в головке цилиндров, уменьшением их длины, увеличением объема впускного коллектора и соединенных с ним впускных каналов [1].

Газодинамические процессы в системе газообмена в зависимости от соотношения значений параметров рабочего тела во внутрицилиндровом пространстве и смежных подсистемах можно условно подразделить на несколько периодов: выпуск, заброс продуктов сгорания во впускной канал, перекрытие клапанов, впуск, дозарядка и заброс свежего заряда из цилиндра во впускной канал [1].

В период выпуска истечение остаточных газов обусловлено перемещением поршня к ВМТ. В период перекрытия клапанов может происходить заброс продуктов сгорания как во впускной канал, так и из выпускного канала в цилиндр до закрытия выпускных клапанов.

С открытием впускных клапанов начинается период продувки камеры сгорания воздухом, продолжающийся до закрытия выпускных клапанов. Продувка камеры сгорания улучшает процесс наполнения цилиндра свежим зарядом, снижает температуру клапанов и поршня. Период впуска как в дизелях без наддува, так и в дизелях с наддувом обусловлен увеличением объёма внутрицилиндрового пространства и уменьшением давления рабочего тела при перемещении поршня к НМТ [1].

Период дозарядки цилиндра после прохождения поршнем НМТ до закрытия впускных клапанов осуществляется при превышении давлением воздуха перед впускными клапанами давления воздуха во внутрицилиндровом пространстве дизеля. В противном случае происходит заброс части свежего заряда из цилиндра во впускной канал [1].

Важнейшим показателем системы газообмена в целом в дизеле является коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом (воздухом) в процессе впуска. Коэффициент наполнения зависит от числа, перемещения (хода), диаметра, размеров клапанной щели, продолжительности открытия впускных клапанов, эффективности продувки цилиндра в период перекрытия клапанов для удаления остаточных газов предыдущего цикла, моментов открытия и закрытия впускных клапанов. Моменты открытия и закрытия впускных клапанов, отсчитываемые, соответственно, от ВМТ такта выпуска предыдущего цикла и от НМТ такта впуска последующего цикла, составляют понятие фаз газораспределения. Фазы газораспределения можно выделить при рассмотрении теоретической индикаторной диаграммы давления газа  $p = f(\alpha)$  в цилиндре дизеля (рис. 1) при представлении ее согласно рекомендациям в работе [3].

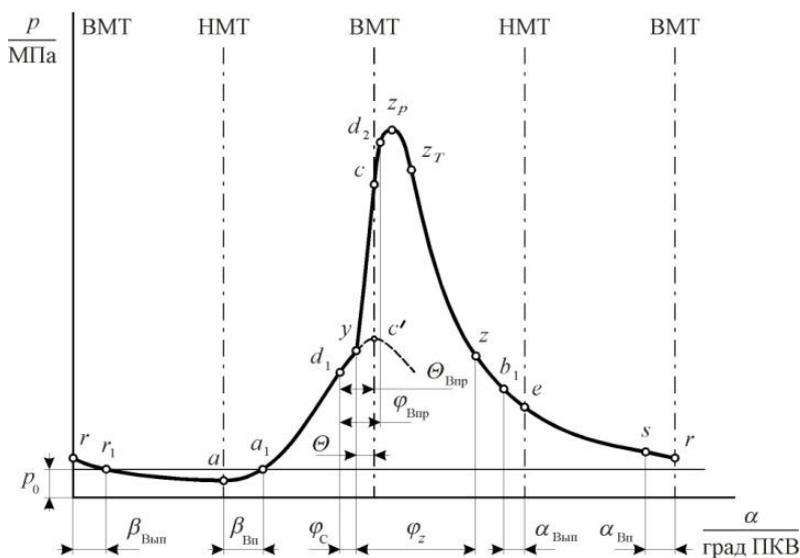


Рис. 1. Индикаторная диаграмма давления  $p = f(\alpha)$

Fig. 1. Pressure indicator diagram  $p = f(\alpha)$

Примечание к рис. 1: здесь выделяют такты: впуска  $r - a$ ; сжатия  $a - c$ ; сгорания – расширения  $c - e$ ; выпуска  $e - r$ , а также процессы: впуска  $s - a_1$ ; сжатия  $a - c$ ; сгорания  $y - z$ ; расширения  $c - e$ ; выпуска  $b_1 - r_1$ , причём  $b_1 - e$  свободный выпуск,  $e - r$  принудительный выпуск,  $s - r_1$  продувка. Участки  $d_1 - d_2$  и  $d_1 - z$  соответствуют процессам впрыскивания и смесеобразования. Характерные моменты:  $y$  – момент воспламенения;  $z_p$  – момент достижения максимального давления  $p_{max}$ ;  $z_T$  – момент, соответствующий максимальной температуре  $T_{max}$ ;  $s$ ,  $a_1$  – моменты, соответственно, открытия и закрытия впускного клапана;  $b_1$ ,  $r_1$  – моменты, соответственно, открытия и закрытия выпускного клапана; фазы газораспределения:  $a_{вп}$ ,  $a_{вып}$  – опережения открытия и  $\beta_{вп}$ ,  $\beta_{вып}$  – запаздывания закрытия соответственно впускного (вп) и выпускного (вып) клапанов.

Для оценки возможности повышения мощности дизеля наддувом от компрессора с механическим приводом целесообразно прежде всего рассмотреть влияние фаз газораспределения  $a_{вп}$  и

$\beta_{\text{вп}}$  на эффективность процесса впуска, характеризуемую максимально возможным наполнением цилиндра свежим зарядом с минимальной затратой энергии насосных ходов поршня.

Выбор рациональных фаз газораспределения процесса впуска предполагает при минимальных гидравлических потерях в проточной части впускного тракта обеспечение максимально возможного наполнения цилиндра без заброса свежего заряда во впускной коллектор, повышение эффективности дозарядки цилиндра свежим зарядом за счет изменения момента закрытия впускного клапана и т. п.

Эффективная литровая мощность  $N_{\text{л}}$  четырехтактного дизеля с наддувом механически приводимым компрессором может быть записана, согласно работе [3], в виде зависимости

$$N_{\text{л}} = \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \frac{H_{\text{ц}}}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot \rho_{\text{к}} \frac{\text{кВт}}{\text{л}},$$

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, включая затраты мощности на механически приводимый компрессор;  $\rho_{\text{к}}$  – плотность свежего заряда (воздуха), поступающего в цилиндры дизеля,  $\text{кг/м}^3$ , откуда следует, что повышение литровой мощности  $N_{\text{л}}$  при прочих равных условиях может быть достигнуто как снижением коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , так и повышением коэффициента наполнения  $\eta_v$  цилиндра свежим зарядом (воздухом).

Выбор фаз газораспределения процесса впуска приобретает особое значение у дизелей с наддувом. Наряду с обеспечением качества процессов смесеобразования и сгорания повышение мощности достигается совершенствованием продувки камеры сгорания с целью улучшения ее наполнения свежим зарядом и уменьшением количества остаточных газов. Эффективная продувка достигается выбором надлежащего перекрытия клапанов.

Отсутствие газовой турбины в системе наддува дизеля при механически приводимом компрессоре позволяет ограничить рассмотрение влияния фаз газораспределения процесса выпуска на индикаторные показатели рабочего цикла лишь оценкой изменения эффективности очистки цилиндра от остаточных газов при выборе момента закрытия впускного клапана и использования при этом возможности увеличения работы процесса расширения при выборе момента открытия впускного клапана. Однако оценка влияния фаз газораспределения процесса выпуска выходит за рамки предлагаемой статьи и здесь не рассматривается.

При выборе фаз газораспределения процесса впуска в дизеле с наддувом от механически приводимого компрессора можно следовать двум методическим подходам, предполагающим:

– модернизацию механизма газораспределения в существующем дизеле изменением фаз газораспределения впускного клапана без изменения продолжительности процесса впуска с учетом условий эксплуатации, в частности диапазона изменения частоты вращения коленчатого вала,

– разработку механизма газораспределения для вновь проектируемого дизеля с изменением фаз газораспределения впускного клапана и, как следствие, продолжительности процесса впуска с последующим профилированием образующей кулачка привода впускного клапана на распределительном валу для применения механизма автоматического изменения фаз газораспределения в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала.

В связи с целесообразностью использования положительного практического опыта в достижении требуемой надежности таких важнейших элементов механизма газораспределения, как контактной пары – кулачок распределительного вала и толкатель клапана, а также ограниченными ресурсами времени и материального обеспечения для экспериментального подтверждения эффективности новой конструкции наиболее часто используется модернизация механизма газораспределения в существующем дизеле изменением фаз газораспределения впускного клапана с сохранением продолжительности процесса впуска.

При выборе способа повышения мощности дизеля следует проанализировать зависимость состава топливовоздушной смеси, характеризуемого коэффициентом избытка воздуха, от значений основных ее элементов – воздуха и топлива [3]:

$$\alpha = \frac{G_B}{G_{B\text{теор}}} = \frac{\eta_v \cdot \rho \cdot V_h}{L_0 \cdot G_T},$$

где  $\eta_v$  – коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом (воздухом);  $\rho$  – плотность воздуха на входе в цилиндр, кг/м<sup>3</sup>;  $V_h$  – рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>;  $L_0$  – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива, кг/кг;  $G_T$  – массовый расход топлива дизелем за цикл, кг;  $G_B, G_{B\text{теор}}$  – массовые действительный и теоретический расходы воздуха дизелем за цикл, кг.

Для повышения мощности можно увеличивать массовый расход топлива  $G_T$  дизелем, обеспечивая полноту сгорания повышенных цикловых подач топлива сохранением неизменным коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Для этого требуется одновременное увеличение массового расхода воздуха с ростом массового расхода топлива дизелем, например за счет повышения коэффициента наполнения цилиндра  $\eta_v$  свежим зарядом.

Можно повышать мощность дизеля увеличением массового расхода воздуха, например повышая коэффициент наполнения и, как следствие, коэффициент избытка воздуха, сохраняя при этом неизменным массовый расход топлива  $G_T$ .

Коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом можно увеличить выбором наилучших фаз газораспределения процесса впуска. Выбор наилучших фаз газораспределения в дизеле с механическим наддувом от приводного компрессора осуществляется численным моделированием рабочего цикла с определением индикаторных и эффективных показателей дизеля, используя оценочные показатели эффективности процесса впуска. Влияние фаз газораспределения на показатели дизеля целесообразно оценивать посредством анализа основного оценочного показателя эффективности процесса впуска – коэффициента наполнения  $\eta_v$  цилиндра свежим зарядом, который, согласно [3, 4], в упрощенном виде можно соответственно записать

$$\eta_v = \left[ \frac{p_a}{p_k} + \left( \frac{p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} \right] \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \quad \text{и} \quad \eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma},$$

где  $p_k, p_a, p_r$  – давление соответственно воздуха после компрессора, в начале такта сжатия и отработавших газов на выпуске, МПа;  $T_k, T_a$  – температура воздуха соответственно после компрессора и в начале такта сжатия, К;  $\Delta T$  – подогрев воздушного заряда от стенок цилиндра, К;  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $\gamma$  – коэффициент остаточных газов.

Согласно представлениям, изложенным в работе [5], зависимость для коэффициента наполнения  $\eta_v$  цилиндра свежим зарядом представляется более сложной и может быть записана в виде

$$\frac{\eta_v}{\sqrt{1 - \eta_v}} = \frac{1}{V_h \sqrt{\kappa}} \cdot \mu \cdot f_{\text{макс}} \cdot t,$$

где  $\kappa$  – коэффициент пропорциональности, зависящий от конструктивных факторов, влияющих на гидравлическое сопротивление системы впуска: величина проходных сечений, число колен, геометрический профиль проточной части, особенности воздухоочистителя и т. п.;  $\mu$  – коэффициент расхода клапанной щели;  $f_{\text{макс}}$  – максимальное значение площади клапанной щели впускного клапана;  $t$  – продолжительность процесса впуска в цилиндр свежего заряда, с.

Произведение  $f_{\text{макс}} \cdot t$  называют временем-сечением (ВСч). Оно отображается площадью прямоугольника (рис. 2) и согласно работе [5] представляет собой определенный интеграл

$$\int_0^{t_{\text{вп}}} f(t) dt,$$

где  $f(t)$  – функция изменения площади клапанной щели впускного клапана в зависимости от времени.

Максимальное значение площади клапанной щели  $f_{\text{макс}}$  ограничено конструктивными факторами: числом, диаметром тарелки и ходом впускного клапана. Продолжительность процесса впуска в цилиндр свежего заряда  $\varphi_{\text{вп}}$ , град ПКВ согласно работе [5] определяется

$$\varphi_{\text{вп}} = \alpha_{\text{вп}} + 180^\circ + \beta_{\text{вп}}.$$

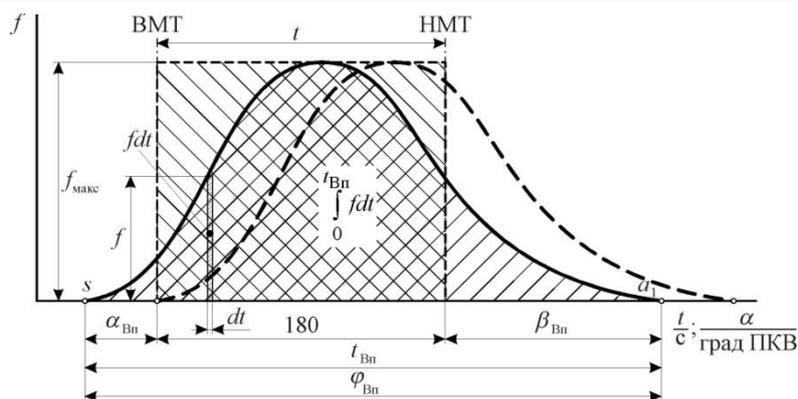


Рис. 2. Время-сечение клапанной щели впускного клапана

Fig. 2. Time-section of the valve slot of the intake valve

Продолжительность процесса впуска  $t_{вп}$ , выраженная в с, ограничена частотой вращения коленчатого вала  $n$  дизеля и продолжительностью процесса впуска  $\varphi_{вп}$ , выраженной в рад, согласно соотношению

$$t_{вп} = \frac{\varphi_{вп}}{\omega},$$

где  $\varphi_{вп}$  – продолжительность процесса впуска, рад;  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая скорость вращения коленчатого вала,  $c^{-1}$ .

Для текущего момента времени, если  $\varphi$  определять в рад, справедливо выражение

$$t = \frac{\varphi}{\omega}.$$

Отсюда для элементарного отрезка времени имеем

$$dt = \frac{1}{\omega} d\varphi.$$

Тогда можно записать согласно [5]

$$ВСч = \int_0^{t_{вп}} f(t) dt = \frac{30}{\pi \cdot n} \int_0^{\varphi_{вп}} f(\varphi) d\varphi,$$

откуда следует, что время-сечение при постоянстве закона изменения площади впускного проходного сечения клапана и продолжительности процесса впуска обратно пропорционально частоте вращения коленчатого вала  $n$  дизеля, то есть с увеличением частоты вращения вала оно уменьшается. Продолжительность и ВСч зависят от фаз газораспределения процесса впуска.

Связь между временем в секундах, углом поворота коленчатого вала в градусах и частотой его вращения в  $мин^{-1}$ , определяется с учётом следующего: отрезок времени в 60 с соответствует  $360n$  град ПКВ. Отсюда для текущего  $t$ , соответствующего повороту коленчатого вала на  $\varphi$  град, имеем

$$t = \frac{60\varphi}{360n} = \frac{\varphi}{6n}, c.$$

При оценке влияния фаз газораспределения процесса впуска на коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом целесообразно использовать методический подход, изложенный в работе [6], для анализа факторов, формирующих коэффициент наполнения. В этом случае выражение для коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом можно записать [6]

$$\eta_v = 1 - \Delta\eta_{v\Sigma},$$

где суммарные потери коэффициента наполнения  $\Delta\eta_{v\Sigma}$ , имеющие место при газообмене, определяются

$$\Delta\eta_{v\Sigma} = - (\Delta\eta_{v\text{газ}} + \Delta\eta_{v\text{под}} + \Delta\eta_{v\text{рас}} + \Delta\eta_{v\text{заб}}) + \Delta\eta_{v\text{доз}}.$$

Здесь  $\Delta\eta_{v\text{газ}}$  – уменьшение  $\eta_v$  вследствие газодинамических потерь;  $\Delta\eta_{v\text{под}}$  – потери от подогрева воздушного заряда, обусловленные подводом теплоты от горячих стенок и переходом части кинетической энергии движущегося заряда в теплоту;  $\Delta\eta_{v\text{рас}}$  – потери коэффициента наполнения, связанные с затратой части хода поршня на расширение остаточных газов до давления перед впускными клапанами;  $\Delta\eta_{v\text{заб}}$  – потери от заброса газов из цилиндра во впускной коллектор;  $\Delta\eta_{v\text{доз}}$  – увеличение  $\eta_v$  за счет дозарядки цилиндра свежим зарядом вследствие запаздывания закрытия впускного клапана.

Неизменность геометрических параметров впускных канала и клапана, а также давления наддувочного воздуха, коэффициента расхода клапанной щели и, как следствие, газодинамических потерь при прохождении воздуха через проточную часть впускного тракта, позволяет допустить неизменность составляющей  $\Delta\eta_{v\text{газ}}$  при изменении фаз газораспределения.

Потери в наполнении, связанные с подогревом воздушного заряда от стенок и частичного превращения кинетической энергии заряда в теплоту  $\Delta\eta_{v\text{под}}$  при стабильном тепловом режиме дизеля, также можно допустить неизменными при изменении фаз газораспределения.

Потери коэффициента наполнения  $\Delta\eta_{v\text{рас}}$ , связанные с затратой части хода поршня на расширение остаточных газов до давления перед впускными клапанами, относительно невелики и могут быть приняты условно постоянными при изменении фаз газораспределения в процессе пуска.

В итоге при изменении фаз газораспределения в процессе пуска составляющая сумма потерь  $\Delta\eta_{v\text{газ}} + \Delta\eta_{v\text{под}} + \Delta\eta_{v\text{рас}}$  в выражении для коэффициента наполнения изменяется несущественно и может быть принята условно постоянной, а наибольший интерес представляют изменения слагаемых  $\Delta\eta_{v\text{заб}}$  и  $\Delta\eta_{v\text{доз}}$ , которые могут быть определены по рекомендациям работы [6].

Потери коэффициента наполнения от заброса газов из цилиндра во впускной коллектор  $\Delta\eta_{v\text{заб}}$  согласно [6] можно определить

$$\Delta\eta_{v\text{заб}} = \frac{\varepsilon}{\psi(\alpha_{a1})} \cdot \left[ \frac{p_{a1}}{p_k} \cdot \left( \frac{\varepsilon}{\psi(\alpha_{a1})} \right)^{n_1} - 1 \right] \cdot \bar{n},$$

где  $\psi(\alpha_{a1})$  – значение кинематической функции изменения объема цилиндра при положении поршня, соответствующим моменту закрытия впускного клапана  $\alpha_{a1}$ . В соответствии с работой [3] примем  $\alpha_{a1} = 180^\circ - \beta_{\text{вп}}$ , град;  $\frac{p_{a1}}{p_k}$  – отношение давления воздуха в цилиндре в момент закрытия впускного клапана  $p_{a1}$  к давлению воздуха после компрессора  $p_k$  на входе в цилиндр;  $n_1$  – показатель политропы сжатия;  $\bar{n}$  – относительная частота вращения коленчатого вала.

Увеличение коэффициента наполнения за счет дозарядки цилиндра свежим зарядом вследствие запаздывания закрытия впускного клапана  $\Delta\eta_{v\text{доз}}$  согласно [6] можно определить

$$\Delta\eta_{v\text{доз}} = \frac{\psi(\alpha_{a1})}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\beta_{\text{вп}}}{\varphi_{\text{вп}}} \cdot \bar{n},$$

где  $\beta_{\text{вп}}$  – фаза запаздывания закрытия впускного клапана после НМТ, град;  $\varphi_{\text{вп}}$  – продолжительность процесса пуска, град; в соответствии с рекомендациями работы [3] примем  $\alpha_{a1} = 180^\circ - \beta_{\text{вп}}$ , град.

### Результаты и обсуждение

В статье исследуются особенности повышения мощности дизеля за счет изменения фаз газораспределения процесса пуска, в частности посредством разворота кулачка, управляющего впускным клапаном, относительно оси распределительного вала без изменения его профиля с сохранением продолжительности  $\varphi_{\text{вп}}$  пуска, геометрических параметров клапанной щели и хода впускного клапана. В связи с сохранением продолжительности  $\varphi_{\text{вп}}$  пуска изменение фаз газораспределения с целью увеличения коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом осуществляется в довольно узком диапазоне с одновременными уменьшением опережения открытия впускного клапана  $\alpha_{\text{вп}}$  до ВМТ такта выпуска предыдущего цикла и увеличением запаздывания закрытия впускного клапана  $\beta_{\text{вп}}$  после НМТ такта пуска последующего цикла.

В процессе разворота кулачка относительно оси распределительного вала оценивается соотношение между давлением  $p_{a1}$  в момент закрытия впускного клапана, определяемое по индика-

торной диаграмме давления в цилиндре, и давлением наддувочного воздуха  $p_k$  на входе в цилиндр, поскольку при  $p_{a1} > p_k$  появляется заброс свежего заряда из цилиндра во впускной канал и далее во впускной коллектор. Появление элементов заброса свежего заряда из цилиндра делает определение составляющих  $\Delta\eta_{вдоz}$  при  $p_{a1} > p_k$  и  $\Delta\eta_{взаб}$  при  $p_{a1} < p_k$  условным, поскольку предполагается дифференциация этого явления по уровню интенсивности от появления некоего противодавления, тормозящего процесс наполнения при  $p_{a1} < p_k$ , до значительного обратного перетока свежего заряда из цилиндра во впускной канал при  $p_{a1} > p_k$ .

Отсюда определение коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом при  $p_{a1} > p_k$  имеет условный характер, поскольку явление перманентного заброса свежего заряда недостаточно изучено и нуждается в специальном исследовании. Определение коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом при  $p_{a1} < p_k$  можно считать достаточно убедительным, поскольку процесс дозарядки цилиндра в этом случае является преобладающим.

Результаты расчетного определения влияния фаз газораспределения на коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом и его составляющие  $\Delta\eta_{вдоz}$  и  $\Delta\eta_{взаб}$  при сохранении и увеличении продолжительности  $\varphi_{вп}$  процесса впуска представлены в табл. 1 и на рис. 3. Изменение фаз газораспределения как с сохранением, так и с увеличением продолжительности процесса впуска увеличением момента закрытия впускного клапана с 33 град ПКВ до 45 град ПКВ после НМТ, т. е. на 12 град ПКВ, позволяет увеличить коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом на 6,2 %.

Следует иметь в виду, что изменение фаз газораспределения с сохранением продолжительности процесса впуска можно обеспечить разворотом существующего кулачка вала газораспределения относительно коленчатого вала, а увеличение продолжительности процесса впуска требует изменения профиля кулачка вала газораспределения. Последнее экономически невыгодно и нуждается в опытной отработке нового профиля.

Таблица 1  
Зависимость коэффициента наполнения  $\eta_v$  и его составляющих  $\Delta\eta_{вдоz}$  и  $\Delta\eta_{взаб}$  в транспортном дизеле от изменения фаз газораспределения  $\alpha_{вп}$  и  $\beta_{вп}$  с сохранением и увеличением продолжительности  $\varphi_{вп}$  процесса впуска ( $\Delta\eta_{вгаз} + \Delta\eta_{впод} + \Delta\eta_{врас} = \text{const}$ ,  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ )

Table 1  
Dependence of the filling factor  $\eta_v$  and its components  $\Delta\eta_{вдоz}$  and  $\Delta\eta_{взаб}$  in a transport diesel engine on the change in gas distribution phases  $\alpha_{вп}$  and  $\beta_{вп}$  with preservation and increase in the duration  $\varphi_{вп}$  of the intake process ( $\Delta\eta_{вгаз} + \Delta\eta_{впод} + \Delta\eta_{врас} = \text{const}$ ,  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ )

Параметры и показатели процесса впуска при сохранении его продолжительности в дизеле								Параметры и показатели процесса впуска при увеличении его продолжительности в дизеле							
$\alpha_{вп}$ , град	$\beta_{вп}$ , град	$\varphi_{вп}$ , град	$\Delta\eta_{вдоz}$	$p_k$ , МПа	$p_{a1}$ , МПа	$\Delta\eta_{взаб}$	$\eta_v$	$\alpha_{вп}$ , град	$\beta_{вп}$ , град	$\varphi_{вп}$ , град	$\Delta\eta_{вдоz}$	$p_k$ , МПа	$p_{a1}$ , МПа	$\Delta\eta_{взаб}$	$\eta_v$
39	29	248	0,12	0,190	0,173	-0,03	0,846	35	30	245	0,12	0,190	0,174	-0,03	0,830
35	33	248	0,14	0,190	0,176	0,00	0,850	35	33	248	0,14	0,190	0,176	0,01	0,850
31	37	248	0,15	0,190	0,181	0,05	0,860	35	36	251	0,14	0,190	0,180	0,02	0,857
27	41	248	0,16	0,190	0,186	0,11	0,877	35	39	254	0,15	0,190	0,185	0,04	0,868
23	45	248	0,18	0,190	0,190	0,18	0,903	35	42	257	0,16	0,190	0,187	0,06	0,882
19	49	248	0,19	0,190	0,195	0,26	0,935	35	45	260	0,17	0,190	0,190	0,09	0,907
15	53	248	0,20	0,190	0,200	0,35	0,992	35	48	263	0,17	0,190	0,194	0,12	0,922

Расчетный анализ влияния коэффициента наполнения  $\eta_v$  на показатели рабочего цикла дизеля с наддувом предполагает термодинамический синтез теоретической индикаторной диаграммы давления газов в цилиндре с использованием программных комплексов типа SYNG, EMDIESEL, DVS [7–9] и т. п., в которых задание значений коэффициента наполнения осуществляется в модуле исходных данных.

Рабочий пример графического представления в программном комплексе DVS результатов термодинамического синтеза теоретических индикаторных диаграмм: давления  $p$ , температуры газа  $T$ , доли выгоревшего топлива  $x$ , быстроты нарастания давления  $W_p$  и относительной скоро-

сти сгорания топлива  $W_\phi$  в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля представлен на рис. 4.

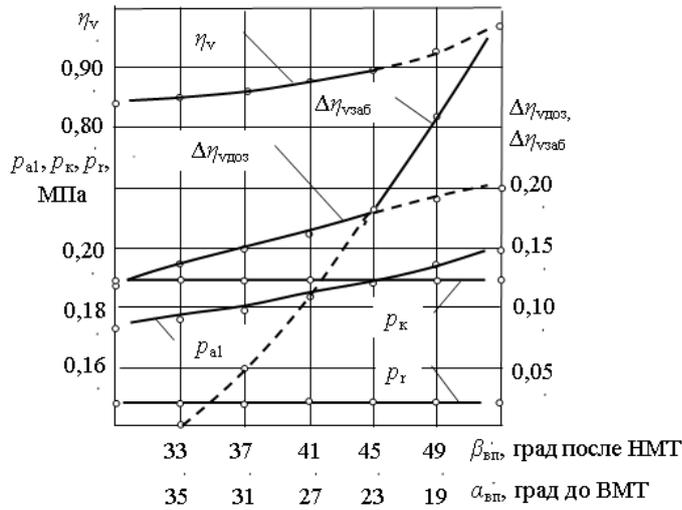


Рис. 3. Изменение коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом и его составляющих в дизеле в зависимости от фаз газораспределения с сохранением продолжительности процесса впуска

Fig. 3. Change in the coefficient of filling the cylinder with a fresh charge and its components in a diesel engine depending on the phases of gas discharge while maintaining the duration of the intake process

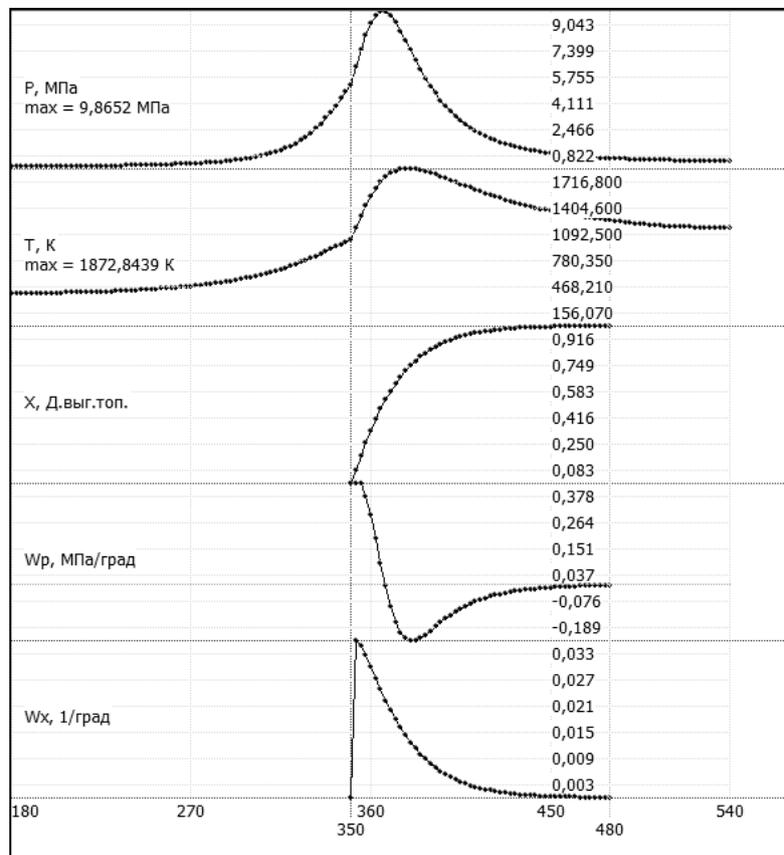


Рис. 4. Теоретические индикаторные диаграммы изменения: давления  $p$ , температуры  $T$  газа, доли выгоревшего топлива  $x$ , быстроты нарастания давления  $W_p$  и относительной скорости сгорания топлива  $W_\phi$  в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля

Fig. 4. Theoretical indicator diagrams of changes in: pressure  $p$ , gas temperature  $T$ , proportion of burnt fuel  $x$ , rate of pressure increase  $W_p$  and relative combustion rate the fuel  $W$  is in the cylinder depending on the angle of rotation of the crankshaft of the diesel engine

Численное моделирование рабочего цикла дизеля возможно в двух вариантах:

– оценка влияния коэффициента наполнения  $\eta_v$  на показатели рабочего цикла в «чистом» виде, т. е. без учета взаимосвязей коэффициента наполнения с коэффициентом избытка воздуха, продолжительностью  $\phi_z$  процесса сгорания и коэффициентом эффективности сгорания  $\zeta$ , что возможно в условиях предполагаемого увеличения массового расхода топлива  $G_T$ ;

– оценка влияния коэффициента наполнения  $\eta_v$  на показатели рабочего цикла с учетом взаимосвязей коэффициента наполнения с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  и другими названными параметрами процесса сгорания при сохранении неизменным массового расхода топлива  $G_T$ .

Далее для сравнения определение уровня повышения мощности изменением фаз газораспределения процесса впуска производится в двух изложенных выше вариантах.

Для этого прежде всего необходимо знать зависимость коэффициента избытка воздуха от коэффициента наполнения цилиндра. В этих целях можно использовать рекомендации работы [6], полученные экспериментально и устанавливающие, что изменение коэффициента наполнения на 4,5 % сопровождается изменением коэффициента избытка воздуха на 6,2 %. Учитывая эти связи, полученные экспериментально при условии сохранения неизменным часового расхода топлива  $G_T$ , можно после соответствующей обработки предложить зависимость для определения коэффициента избытка воздуха в функции коэффициента наполнения  $\alpha = f(\eta_v)$  на определенном режиме работы дизеля в виде

$$\alpha = \alpha_n \cdot \left( 1,38 \cdot \frac{\eta_v - \eta_{vH}}{\eta_{vH}} + 1 \right),$$

где  $\alpha$ ,  $\alpha_n$  – искомое и известное значения коэффициента избытка воздуха;  $\eta_v$ ,  $\eta_{vH}$  – задаваемое и известное значения коэффициента наполнения.

Следующим этапом необходимо учесть влияние коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  на продолжительность  $\varphi_z$  процесса сгорания. Для этой цели можно использовать эмпирическую зависимость, предложенную в работе [3] и откорректированную в результате многочисленных экспериментов для применения в быстроходных дизелях по рекомендациям работы [10]:

$$\varphi_z = 135 \cdot \alpha^{-0,38} + 25, \text{ град ПКВ.}$$

Изменение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и продолжительности  $\varphi_z$  процесса сгорания во взаимосвязи с коэффициентом наполнения цилиндра свежим зарядом в условиях  $G_T = \text{const}$  и  $n = \text{const}$  оказывают закономерное влияние на коэффициент эффективности сгорания  $\xi$ . Учет этого влияния рекомендуется производить, используя экспериментально установленную зависимость, приведенную в работе [10]:

$$\xi = 1 - 2,38 \cdot \frac{\varphi_z}{n \cdot \alpha},$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала дизеля,  $\text{мин}^{-1}$ .

Учитывая приведенные выше рекомендации работ [3, 6, 10], выполнено численное моделирование рабочего цикла дизеля с использованием вычислительного комплекса SING [7], разработанного на кафедре ДВС ЮУрГУ, программная реализация которого осуществлена Д.К. Алексеевым. Результаты численного моделирования рабочего цикла дизеля с различными значениями коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом и условиями изменения состава смеси, характеризуемого коэффициентом избытка воздуха, представлены в табл. 2, на рис. 5а и 5б.

Таблица 2

Зависимость индикаторных показателей рабочего цикла транспортного дизеля от коэффициента наполнения при  $n = \text{const}$ ,  $\theta = \text{const}$

Table 2

Dependence of the indicator indicators of the working cycle of a transport diesel engine on the filling factor at  $n = \text{const}$ ,  $\theta = \text{const}$

Индикаторные показатели рабочего цикла дизеля: $p_k = 0,19 \text{ МПа}$ , $T_k = 392 \text{ К}$ , $G_T = \text{var}$ , $\alpha = \text{const}$								Индикаторные показатели рабочего цикла дизеля: при $p_k = 0,19 \text{ МПа}$ , $T_k = 392 \text{ К}$ , $G_T = \text{const}$ , $\alpha = \text{var}$							
$\eta_v$	$P_i$ , МПа	$g_i$ , г/кВтч	$\alpha$	$P_{\text{max}}$ , МПа	$T_{\text{max}}$ , К	$\varphi_z$ , град	$\xi$	$\eta_v$	$P_i$ , МПа	$g_i$ , г/кВтч	$\alpha$	$P_{\text{max}}$ , МПа	$T_{\text{max}}$ , К	$\varphi_z$ , град	$\xi$
0,844	0,15	170,8	1,93	9,860	1879	130,0	0,919	0,844	0,15	171,3	1,919	9,820	1882	130,3	0,917
0,850	1,16	170,8	1,93	9,930	1879	130,0	0,919	0,850	1,16	170,8	1,930	9,930	1879	130,0	0,919
0,862	1,17	170,8	1,93	10,07	1879	130,0	0,919	0,862	1,17	170,3	1,949	10,04	1873	129,7	0,921
0,875	1,19	170,8	1,93	10,22	1879	130,0	0,919	0,875	1,173	170,0	1,970	10,15	1865	129,3	0,922
0,890	1,21	170,8	1,93	10,83	1879	130,0	0,919	0,890	1,18	169,4	1,995	10,30	1860	128,8	0,923

Анализ результатов численного моделирования рабочего цикла при повышении коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом с сохранением коэффициента избытка воздуха, а следовательно, состава топливовоздушной смеси (см. рис. 5а) свидетельствует при неизменном угле начала сгорания  $\theta$  об увеличении среднего индикаторного давления  $p_i$ . Так, повышение  $\eta_v$  на 4,7 % способствует росту  $p_i$  на 4,3 %, при этом удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  и индикаторный КПД  $\eta_i$  цикла остаются неизменными. Однако такое повышение мощности дизеля, о чем свидетельствует рост  $p_i$ , сопровождается увеличением максимального давления  $p_{max}$  газов в цилиндре на 9,1 % при сохранении неизменной максимальной температуры газа  $T_{max}$ . Полученные результаты качественно согласуются с данными, приведенными в работах [11–14].

Указанное обстоятельство объясняется тем, что при сохранении постоянным коэффициента избытка воздуха не меняют свои значения продолжительность и коэффициент эффективности сгорания топлива, в значительной степени определяющие топливную экономичность дизеля. Сохранение неизменным коэффициента эффективности сгорания свидетельствует о неизменности относительного уровня тепловых потерь в процессе сгорания топлива. Увеличение коэффициента наполнения  $\eta_v$  цилиндра свежим зарядом сопровождается снижением коэффициента остаточных газов  $\gamma$ .

Результаты численного моделирования рабочего цикла при повышении с учетом изменения коэффициента избытка воздуха, а следовательно, состава топливовоздушной смеси (см. рис. 5б) свидетельствуют, что увеличение последнего сопровождается снижением продолжительности и ростом коэффициента эффективности сгорания. В этом случае также наблюдается увеличение среднего индикаторного давления  $p_i$  при неизменном угле начала сгорания  $\theta$ , но с одновременным снижением удельного индикаторного расхода топлива  $g_i$  и ростом индикаторного КПД  $\eta_i$  рабочего цикла. В этом случае повышение  $\eta_v$  на 4,7 % приводит к росту  $p_i$  на 1,7 %, при этом удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  снижается на 0,82 %, а индикаторный КПД  $\eta_i$  рабочего цикла растет на 0,82 %.

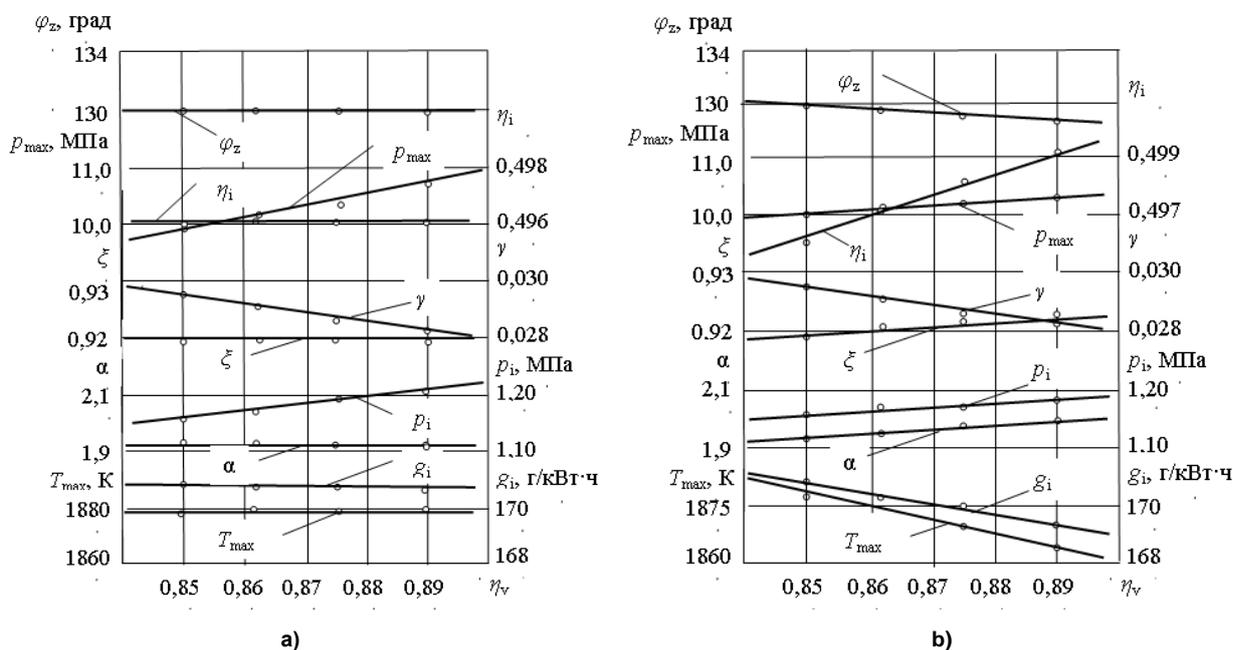


Рис. 5. Зависимость индикаторных показателей рабочего цикла дизеля от коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом при сохранении коэффициента избытка воздуха (а) и при изменении коэффициента избытка воздуха в соответствии с изменением коэффициента наполнения (б)

Fig. 5. Dependence of the indicators of the diesel operating cycle on the cylinder filling coefficient with fresh charge while maintaining the excess air coefficient (a) and when the excess air coefficient changes in accordance with the change in the filling coefficient (b)

Это можно объяснить несущественными снижением продолжительности сгорания и увеличением коэффициента эффективности сгорания при незначительном повышении коэффициента избытка воздуха. Такое незначительное повышение среднего индикаторного давления  $p_i$  сопро-

вождается увеличением максимального давления  $p_{\max}$  газов в цилиндре на 3,7 % при снижении максимальной температуры газа  $T_{\max}$  на 1,0 %. Аналогичные выводы следуют из результатов работ, приведенных в публикациях [15–20].

Выполненное исследование позволяет сделать следующие выводы:

– изменение фаз газораспределения как с сохранением, так и с увеличением продолжительности процесса впуска увеличением момента закрытия впускного клапана с 33 град ПКВ до 45 град ПКВ после НМТ, т. е. на 12 град ПКВ, позволяет увеличить коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом на 6,2 %; однако изменение фаз газораспределения с сохранением продолжительности процесса впуска можно обеспечить разворотом существующего кулачка вала газораспределения относительно коленчатого вала, а изменение фаз газораспределения с увеличением продолжительности процесса впуска требует изменения профиля кулачка вала газораспределения;

– увеличение коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом на 6,2 % повышает коэффициент избытка воздуха при сохранении массового расхода топлива дизелем на 3,4 %;

– повышение коэффициента избытка воздуха при сохранении массового расхода топлива дизелем на 3,4 % сокращает продолжительность процесса сгорания на 0,92 % и повышает коэффициент эффективности сгорания на 0,33 %;

– повышение коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом на 4,7 % приводит к росту  $p_i$  на 1,7 %, индикаторного КПД  $\eta_i$  рабочего цикла – на 0,82 % и максимального давления  $p_{\max}$  газов в цилиндре – на 3,7 %, при этом удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  снижается на 0,82 % и максимальная температура газа  $T_{\max}$  – на 1,0 %;

– повышение коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом на 4,7 % с сохранением коэффициента избытка воздуха способствует росту  $p_i$  на 4,3 %, максимального давления  $p_{\max}$  газов в цилиндре на 9,1 % при неизменных максимальной температуре газа  $T_{\max}$ , удельном индикаторном расходе топлива  $g_i$  и индикаторном КПД  $\eta_i$  цикла.

### Список литературы

1. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: учебник. Харьков: ХНАДУ, 2009. 500 с.
2. Лазарев Е.А., Шибанов М.А., Лазарев В.Е. Структура, элементы и параметры газообмена в дизеле, определяющие давление, температуру и параметры теплообмена в цилиндре // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2025. Т. 24, № 1. С. 5–14.
3. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. 403 с.
4. Орлин А.С., Вырубов Д.Н. Краткий обзор деятельности кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» МВТУ им. Н.Э. Баумана 1906–1954 гг. // Двигатели внутреннего сгорания: сборник статей. М.: Машгиз, 1955. 205 с.
5. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: конспект лекций. Челябинск: ЧПИ, 1974. 281 с.
6. Поваляев В.А. Улучшение показателей работы тракторного дизеля совершенствованием впускных каналов: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 «Тепловые двигатели». Челябинск: ЮУрГУ, 2008. 185 с.
7. Лаврик А.Н. Расчёт и анализ рабочего цикла ДВС на различных топливах: монография. Иркутск: Изд-во Иркут. ун-та, 1985. 104 с.
8. Бухаров А.В. Программный комплекс математических моделей внутрицилиндровых физических процессов и тепломеханической напряжённости деталей дизеля: магистерская диссертационная работа. Челябинск: Южно-Уральский государственный университет, 2012. 68 с.
9. Лазарев Е.А., Емельянычев К.Б., Курманова Л.С., Лазарев В.Е. Методика и программная реализация синтеза рабочего цикла дизеля // Вестник транспорта Поволжья. 2022. № 2(92). С. 90–100.

10. 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.
11. Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И. Оптимизация фаз газораспределения теплового дизеля 8ЧН21/21 // Двигателестроение. 2019. № 3(277). С. 21–26.
12. Плотников Л.В., Жилкин Б.П., Бродов Ю.М. Моделирование и экспериментальные исследования процессов газообмена в поршневых двигателях внутреннего сгорания // Изв. вузов. Проблемы энергетики. 2015. № 5–6. С. 75–83.
13. Плотников Л.В., Жилкин Б.П., Кочев Н.С. Моделирование и экспериментальные исследования процессов впуска и выпуска в автомобильных двигателях внутреннего сгорания // Транспорт Урала. 2016. № 1. С. 103–107.
14. Пыжанкин Д.В., Гамазин Д.А. Некоторые пути улучшения рабочего процесса дизеля // Образование. Транспорт. Инновации. Строительство: сборник материалов V Национальной научно-практической конференции. Омск, 2022. С. 152–159.
15. Максимов А.В., Шогенов Ю.Х., Зиганшин Б.Г. и др. Увеличение эффективной мощности двигателя внутреннего сгорания за счёт улучшения наполнения цилиндра свежим зарядом // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2024. Т. 17, № 2(81). С. 68–78.
16. Lamani V.T., Shivaprasad K.V., Roy D. et al. Computational fluid dynamic analysis of the effect of inlet valve closing timing on common rail diesel engines fueled with butanol-diesel blends // Front. Energy Res. 2024. Vol. 12. DOI: 10.3389/fenrg.2024.1447307.
17. Molina S., Martín J., Novella R. Effect of advancing the closing angle of the intake valves on diffusion-controlled combustion in a HD diesel engine // CMT-Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, Camino de Vera s/n, 46022, Valencia, Spain. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.09.014.
18. Дивинский Е.А. Повышение эффективности тракторного дизеля путём использования силовой газовой турбины: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 «Тепловые двигатели». Волгоград: ВГТУ, 2010. 16 с.
19. Jia M., Li Y., Xie M., Wang T. Numerical evaluation of the potential of late intake valve closing strategy for diesel PCCI (premixed charge compression ignition) engine in a wide speed and load range // Energy. 2013. Vol. 51. P. 203–215. DOI: 10.1016/j.energy.2012.12.041.
20. Jia Z.P.M., Jia M. Full engine cycle CFD investigation of effects of variable intake valve closing on diesel PCCI combustion and emissions // Energy & Fuels. 2009. Vol. 23. P. 5855–5864. DOI: 10.1021/ef900688v.

### References

1. D'yachenko V.G. *Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Theory of Internal Combustion Engines]. Kharkiv, 2009. 500 p.
2. Lazarev E.A., Shibanov M.A., Lazarev V.E. Structure, elements and parameters of gas exchange in a diesel engine determining pressure, temperature and heat transfer parameters in the cylinder. *Bulletin of South Ural State University. Series "Mechanical Engineering"*. 2025;24(1):5–14. (In Russ.)
3. Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klement'yev V.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovaniye i raschet protsessov* [Internal Combustion Engines: Theory, Modeling and Process Calculation]. Chelyabinsk, 2005. 403 p.
4. Orlin A.S., Vyubov D.N. Kratkiy obzor deyatel'nosti kafedry «Dvigateli vnutrennego sgoraniya» MVTU im. N.E. Baumana 1906–1954 gg. [Brief review of the activities of the Department of Internal Combustion Engines at Bauman MSTU, 1906–1954]. In: *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Internal Combustion Engines]. Moscow, 1955. 205 p.
5. Vibe I.I. *Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya: konspekt lektsiy* [Theory of Internal Combustion Engines: Lecture Notes]. Chelyabinsk, 1974. 281 p.
6. Povalyaev V.A. *Uluchsheniye pokazateley raboty traktornogo dizelya sovershenstvovaniyem vpusknykh kanalov* [Improving the performance of a tractor diesel engine by optimizing intake channels] [dissertation]. Chelyabinsk, 2008. 185 p.

7. Lavrik A.N. *Raschet i analiz rabocheho tsikla DVS na razlichnykh toplivakh* [Calculation and analysis of the internal combustion engine cycle on various fuels]. Irkutsk, 1985. 104 p.
8. Bukharov A.V. *Programmnyy kompleks matematicheskikh modeley vnutritsilindrovyykh fizicheskikh protsessov i teplomekhanicheskoy napryazhennosti detaley dizelya* [Software complex of mathematical models of in-cylinder physical processes and thermomechanical stress of diesel engine parts] [master's thesis]. Chelyabinsk, 2012. 68 p.
9. Lazarev E.A., Emel'yanychev K.B., Kurmanova L.S., Lazarev V.E. Methodology and software implementation of diesel cycle synthesis. *Bulletin of Transport in the Volga Region*. 2022;(2(92)):90–100. (In Russ.)
10. Lazarev E.A. *Osnovnyye printsipy, metody i effektivnost' sredstv sovershenstvovaniya protsessa sgoraniya topliva dlya povysheniya tekhnicheskogo urovnya traktornykh dizelye* [Basic principles, methods and effectiveness of means to improve the fuel combustion process to enhance the technical level of tractor diesel engines]. Chelyabinsk, 2010. 289 p.
11. Kochev N.S., Plotnikov L.V., Grigor'yev N.I. Optimization of valve timing for the 8ChN21/21 locomotive diesel engine. *Engine Building*. 2019;(3(277)):21–26. (In Russ.)
12. Plotnikov L.V., Zhilkin B.P., Brodov Yu M. Modeling and experimental studies of gas exchange processes in piston internal combustion engines. *Proceedings of Universities. Energy Problems*. 2015;(5–6):75–83. (In Russ.)
13. Plotnikov L.V., Zhilkin B.P., Kochev N.S. Modeling and experimental studies of intake and exhaust processes in automotive internal combustion engines. *Transport of the Urals*. 2016;(1):103–107. (In Russ.)
14. Pyzhankin D.V., Gamazin D.A. Nekotoryye puti uluchsheniya rabocheho protsessa dizelya [Some ways to improve the diesel engine working process]. In: *Obrazovaniye. Transport. Innovatsii. Stroitel'stvo* [Education. Transport. Innovation. Construction]. Omsk, 2022, pp. 152–159.
15. Maksimov A.V., Shogenov Yu.Kh., Ziganshin B.G., Zimina L.A., Gayfullin I.Kh. Increasing the effective power of an internal combustion engine by improving cylinder filling with fresh charge. *Bulletin of Voronezh State Agrarian University*. 2024;17(2(81)):68–78. (In Russ.)
16. Lamani V.T., Shivaprasad K.V., Roy D., Yadav A.K., Kumar G.N. Computational fluid dynamic analysis of the effect of inlet valve closing timing on common rail diesel engines fueled with butanol-diesel blends. *Frontiers in Energy Research*. 2024;12. DOI: 10.3389/fenrg.2024.1447307
17. Molina S., Martín J., Novella R. Effect of advancing the closing angle of the intake valves on diffusion-controlled combustion in a HD diesel engine. *CMT-Motores Térmicos*. Universidad Politécnica de Valencia, Camino de Vera s/n, 46022, Valencia, Spain. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.09.014
18. Divinskiy E.A. *Povysheniye effektivnosti traktornogo dizelya putem ispol'zovaniya silovoy gazovoy turbiny* [Improving the efficiency of a tractor diesel engine using a power gas turbine] [abstract of dissertation]. Volgograd, 2010. 16 p.
19. Jia M., Li Y., Xie M., Wang T. Numerical evaluation of the potential of late intake valve closing strategy for diesel PCCI (premixed charge compression ignition) engine in a wide range of RPM and load. *Energy* 51, 203–215. DOI: 10.1016/j.energy.2012.12.041
20. Jia Z.P.M., Jia M. Full engine cycle CFD investigation of effects of variable intake valve closing on diesel PCCI combustion and emissions. *Energy & Fuels*, 2009, vol. 23, pp. 5855–5864. DOI: 10.1021/ef900688v

#### **Информация об авторах**

**Лазарев Евгений Анатольевич**, доктор технических наук, профессор, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; lazarevea@susu.ru

**Шибанов Максим Андреевич**, аспирант, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; asp2024sma81@susu.ru

**Боровских Дмитрий Евгеньевич**, бакалавр, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; dmitryborovskikh52@gmail.com

**Лазарев Владислав Евгеньевич**, доктор технических наук, профессор, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; lazarevve@susu.ru

*Information about the authors*

**Evgeny A. Lazarev**, Doctor of Technical Sciences, Professor, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; lazarevea@susu.ru

**Maksim A. Shibanov**, aspirant, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; asp2024sma81@susu.ru

**Dmitry E. Borovskikh**, bachelor, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; dmitry-borovskikh52@gmail.com

**Vladislav E. Lazarev**, Doctor of Technical Sciences, Professor, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; lazarevve@susu.ru

*Статья поступила в редакцию 21.10.2025; принята к публикации 27.10.2025.*

*The article was submitted 21.10.2025; accepted for publication 27.10.2025*