

Горб Сергей Иванович
НУ "Одесская морская академия", Одесса, Украина
gs@fa.onma.edu.ua

Повышение точности численного моделирования рабочих процессов дизелей

Gorb Sergii
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
gs@fa.onma.edu.ua

Improving the accuracy of Numerical Simulation of the Working Process of Diesel Engine

Резюме – При построении новых моделей численного моделирования рабочих процессов дизелей преобладает интуитивный подход в выборе расчётных выражений для отдельных процессов. Это неизбежно сказывается на точности решения практических задач. В связи с изложенным выполнен сравнительный анализ точной и упрощённой зависимостей для расчёта безразмерной величины, определяющей скорость поршня, аналитических и табличных зависимостей для определения изменения проходных сечений органов газораспределения, расчётных выражений для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра.

Abstract – When building new models for the numerical simulation of diesel work processes, an intuitive approach prevails in the selection of estimated expressions for separate processes. This inevitably affects the accuracy of solving practical problems. In connection with the above, a comparative analysis of the exact and simplified dependencies for calculating the dimensionless value is done that determines the piston speed, analytical and tabular dependencies for determining the change in the flow cross sections of the gas distribution, and calculated expressions for determining the heat transfer coefficient from gases to the cylinder walls was performed.

DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-03-26

Методика численного моделирования рабочих процессов дизелей широко применяется в дизелестроении для анализа параметров рабочих процессов дизелей, оптимизации конструктивных и регулировочных параметров дизеля по критерию топливной экономичности, назначения ограничительных характеристик дизеля по показателям тепловой напряжённости. Также может применяться для анализа неисправностей в дизеле [1]. Она была разработана в результате эволюции методов расчёта рабочих процессов дизеля.

Первоначально рабочие процессы рассчитывали с использованием идеальных циклов Отто (с изохорным подводом тепла) или Дизеля (с изобарным подводом тепла) и применением поправочных коэффициентов для подгонки расчётных значений к экспериментальным.

В 1907 г. профессор В.И. Гриневецкий опубликовал методику [2], в которой предложил расчётные зависимости для процессов сжатия, сгорания и расширения, а также – для расчёта интегральных показателей цикла. В дальнейшем его методика была усовершенствована профессором Е.К. Мазингом [3] и длительное время использовалась в дизелестроении. Эта методика хорошо коррелировалась с методами расчёта процессов выпуска и продувки профессоров Н.Р. Бриллинга [4] и А.С. Орлина [5], а также позволяла вносить дополнения для уточнения расчёта отдельных показателей. Однако в целом методика была направлена на проведение проверочных расчётов сконструированных дизелей, по которым получены экспериментальные данные.

В 1968 г. д-р техн. наук Б. М. Гончар предложил методику моделирования рабочих процессов дизелей [6, 7], которая стала устойчиво называться "численной" [8, 9, 10] или методикой численного моделирования ЦНИДИ [11, с. 87 – 96]. Эта методика прошла этап усовершенствования в части описания рабочих процессов, протекающих в коллекторах дизеля и газотурбинном нагнетателе [12], а также на неуставновившихся режимах работы [13, 14].

Отличие методики численного моделирования от ранее используемых состоит в следующем:

рабочий процесс дизеля рассматривается в виде совокупности взаимосвязанных процессов, которые описываются универсальными балансовыми соотношениями, справедливыми на всех стадиях рабочего цикла и во всех объёмах газоздушного тракта (как в цилиндре дизеля, так и коллекторах);

для описания рабочих процессов использованы дифференциальные уравнения первого закона термодинамики, массового баланса и состояния, которые решаются на каждом шаге поворота кривошипа

(шаг при повороте кривошипа может корректироваться автоматически в зависимости от интенсивности протекания процессов);

смесь газов в цилиндре дизеля и в коллекторах рассматривается как состоящая из двух компонентов – воздуха и "чистых" продуктов сгорания, соотношение которых изменяется на каждом шаге расчёта;

при расчёте учитывается изменение гидравлических потерь (в зависимости от расхода) на входе в компрессор, в воздухоохладителе и за турбиной. Также учитывается изменение тепловых потерь (в зависимости от расхода воздуха) в воздухоохладителе. В выпускном коллекторе учитывается преобразование кинетической энергии газов в потенциальную. В цилиндре учитывается теплообмен газов со стенками цилиндра.

Изложенное позволило свести к минимуму применение эмпирических и полуэмпирических зависимостей. Они используются только для описания закона сгорания топлива, для определения периода задержки самовоспламенения топлива, для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенке и при моделировании режимов, отличных от исходного, для расчёта изменения показателей горения топлива, КПД компрессора и турбины.

Методика численного моделирования предусматривает модульный принцип описания рабочих процессов, который позволяет уточнять и детализировать отдельные процессы, которые подвергаются анализу и оптимизации. Соответственно в рамках численного моделирования рабочих процессов дизеля стали применяться альтернативные модели отдельных процессов. Но, так как все процессы в дизеле взаимосвязаны, изменение подходов к расчёту отдельных процессов неизбежно сказывается на точности расчёта остальных процессов. Однако при построении новых моделей численного моделирования преобладает интуитивная составляющая в выборе "комплектующих" для математической модели. Соответственно не сформировалась методология усложнения и упрощения моделирования отдельных процессов в дизеле, что неизбежно сказывается на точности решения практических задач.

В связи с изложенным поставлена задача проанализировать эффективность альтернативных подмоделей, которые могут потенциально использоваться в методике численного моделирования рабочих процессов дизелей.

Для исследования в качестве базовой выбрана модель численного моделирования [12], в которой уточнён алгоритм определения массивов значений расходов и энтальпий газов, выходящих из цилиндра, в зависимости от угла поворота кривошипа. Это позволило уточнить

расчёт процессов выпуска из смежных цилиндров, объединённых выпускным коллектором (процессы выпуска из смежных цилиндров рассчитываются путём смещения по фазе от расчётного цилиндра на угол поворота кривошипа, равный частному от деления угла поворота кривошипа за цикл на число цилиндров, объединённых в коллектор).

Процесс продувки рассчитывается с помощью трёхзонной подмодели, которая учитывает отдельные положения методики [15]. В этой подмодели полагается, что при продувке цилиндра возникают три зоны: продувочного воздуха, смешивания продувочного воздуха с остаточными газами и остаточных газов. Считается, что продувочный воздух поступает в заданной пропорции в первую и вторую зоны, а через выпускные органы сначала вытесняется зона остаточных газов, а затем одновременно первая и вторая зоны.

Зависимость для определения текущего хода поршня

В методике численного моделирования текущий ход поршня выражается через угол поворота кривошипа с помощью приближённой формулы [11, с. 98]. Однако методика позволяет применять и точную зависимость, которая может быть получена следующим образом.

Текущий объём цилиндра

$$V = V_c + V_h = V_c + \frac{\pi D^2}{4} s_T,$$

где V_c – объём камеры сжатия, м³; V_h – рабочий объём цилиндра, м³; D – диаметр цилиндра, м; s_T – текущий ход поршня от верхней мёртвой точки (ВМТ), м.

Из рис. 1 следует, что текущий ход поршня от ВМТ (отрезок ОВ) равен разности отрезков ОО' и ВО'. Последний состоит из отрезков ВА' и А'О'. Поэтому

$$s_T = L_{ш} + r - (L_{ш} \cos \beta + r \cos \varphi) = r(1 - \cos \varphi) + L_{ш}(1 - \cos \beta),$$

где $L_{ш}$ – длина шатуна, м; r – радиус кривошипа, м; β – угол отклонения шатуна от оси цилиндра; φ – угол поворота кривошипа.

Так как

$$\begin{aligned} \cos \beta &= \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}, \\ s_T &= \frac{s}{2} \left[1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \right], \end{aligned} \quad (1)$$

где s – рабочий ход поршня, м; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

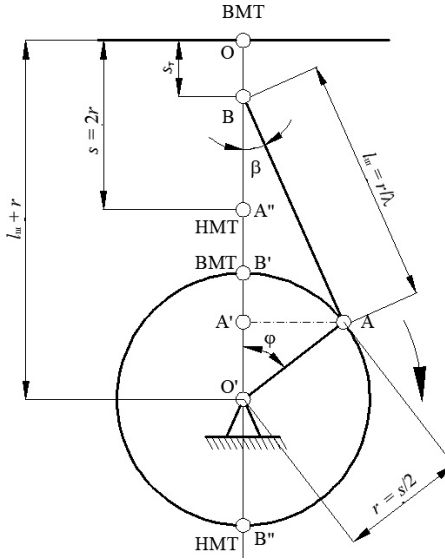


Рис. 1. Схема кривошипно-шатунного механизма: НМТ – нижняя мёртвая точка

Тогда

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi D^2}{4} \frac{s}{2} \left[\sin \varphi + \frac{\lambda \sin(2\varphi)}{2\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right] \frac{d\varphi}{dt}$$

или

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi D^2}{4} \frac{s}{2} b \frac{d\varphi}{dt},$$

где b – безразмерная величина, определяющая скорость поршня,

$$b = \left[\sin \varphi + \frac{\lambda \sin(2\varphi)}{2\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right];$$

φ измеряется в радианах.

Приближённую формулу [11, с. 98]

$$s_T = \frac{s}{2} (1 - \cos \varphi + 0,5\lambda \sin^2 \varphi)$$

можно получить из (1) разложением $\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \varphi}$ по биному Ньютона в степенной ряд относительно $\sin \varphi$ и отбрасыванием слагаемых по-

сле второго. Тогда приближённое значение безразмерной величины b :

$$b' = \sin \varphi + \lambda \sin \varphi \cos \varphi,$$

где φ также измеряется в радианах.

Из сравнения расчётных выражений для b и b' видно, что с уменьшением λ погрешность у приближённой зависимости уменьшается. Последнее означает, что возможность применения приближённой зависимости подлежит проверке, прежде всего, у длинноходовых дизелей.

В качестве объекта исследования выбран двухтактный малооборотный дизель 6ДКРН 45/120-7 (L45GFCA) рефрижератора типа "Бухта Русская" (строились на ГП "Николаевский судостроительный завод"; ранее ГП "Судостроительный завод имени 61 коммунара"). Этот двигатель развивает номинальную мощность 3960 кВт и номинальную частоту вращения 170 мин⁻¹, является крейцкопфным, шестицилиндровым, реверсивным. Имеет изобарную систему наддува, которую обеспечивает турбокомпрессор VTR501-2P. Передача на гребной винт прямая. Экспериментальные показатели работы дизеля приведены в работе [16].

На рис. 2 сравнены значения b и b' дизеля 6ДКРН 45/120-7 ($\lambda = 0,3736$) при угле поворота кривошипа от 0 до 180 град. (на участке от 180 до 360 град. графические зависимости изменяются зеркально). Из рисунка следует, что приближённая зависимость довольно точно воспроизводит истинную.

В табл. 1 сравнены результаты расчёта основных показателей рабочих процессов дизеля 6ДКРН 45/120-7 (на режиме: частота вращения 170 мин⁻¹; цикловая подача топлива 0,0124 кг) при использовании точной и приближённой зависимостей безразмерной величины, определяющей скорость поршня. Из таблицы следует, что приближённая зависимость незначительно ухудшила точность расчёта рабочих процессов исследуемого дизеля. Однако, если учесть, что она программируется ненамного проще, чем точная, её использование представляется малоубедительным, прежде всего, для длинноходовых дизелей.

Аналитическая зависимость для определения эффективного проходного сечения органов газораспределения

Площади проходных сечений органов газораспределения могут даваться в функции от угла поворота кривошипа таблицей либо аналитическими зависимостями. Табличная зависимость позволяет максимально точно воспроизвести изменение площадей.

Таблица 1

Результаты расчёта показателей дизеля 6ДКРН 45/120-7
с точной и приближённой зависимостями $b(\varphi)$ и $b'(\varphi)$

Наименование, обозначение, единица измерения	Точная зависимость $b(\varphi)$	Приближённая зависимость $b'(\varphi)$
Среднее индикаторное давление на рабочих ходах поршня, кгс/см ²	12,92	12,92
Избыточное максимальное давление цикла, кгс/см ²	88,8	88,8
Давление в цилиндре в момент впрыска топлива, кгс/см ²	63,1	63,0
Относительное суммарное количество теплоты, отведённой в стенки цилиндра за цикл	-0,101	-0,101
Индикаторный КПД на рабочих ходах поршня	0,457	0,456
Максимальная температура цикла, К	1670,7	1671,0
Температура в цилиндре в момент впрыска топлива, К	877,3	876,2
Среднемассовая за цикл температура на выходе из цилиндра, К	700,3	700,3
Коэффициент продувки цилиндра свежим зарядом	1,426	1,427
Среднемассовая температура газов перед турбиной, К	695,8	695,7
Адиабатический теплоперепад в турбине, ккал/кг	37,56	37,56
Действительный коэффициент избытка воздуха	2,220	2,218
Суммарный коэффициент избытка воздуха (по цикловому расходу воздуха в цилиндр)	2,997	2,997
Период задержки самовоспламенения топлива, град.	1,388	1,393

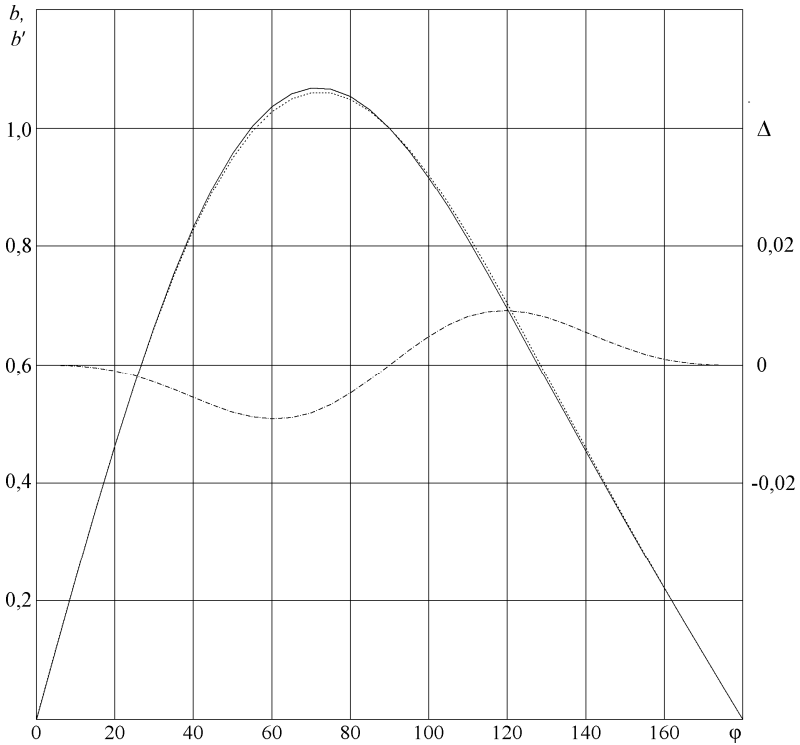


Рис. 2. Сравнение расчётных выражений для определения безразмерной величины, определяющей скорость поршня: — - точная зависимость $b(\varphi)$; - - - - приближённая зависимость $b'(\varphi)$; — · — · — $\Delta(\varphi) = b(\varphi) - b'(\varphi)$

В качестве аналитической для определения эффективного проходного сечения органов газораспределения рекомендуется зависимость:

$$\mu_c f_c = \begin{cases} (\mu_c f_c)_{\max} \frac{\delta_\varphi^2 [3 - 2\delta_\varphi + 3a_c (1 - \delta_\varphi)^2]}{\delta_{\Delta\varphi}^2 [3 - 2\delta_{\Delta\varphi} + 3a_c (1 - \delta_{\Delta\varphi})^2]} & \text{при } \varphi < \varphi_1 + \Delta\varphi \text{ или } \varphi > \varphi_2 - \Delta\varphi; \\ (\mu_c f_c)_{\max} & \text{при } \varphi_1 + \Delta\varphi \leq \varphi \leq \varphi_2 - \Delta\varphi, \end{cases} \quad (2)$$

где $(\mu_c f_c)_{\max}$ – эффективное проходное сечение полностью открытых органов газораспределения, m^2 ; δ_φ – относительный угол открытия органов газораспределения по повороту кривошипа,

$$\delta_{\varphi} = \begin{cases} 2 \frac{\varphi - \varphi_1}{\varphi_2 - \varphi_1} & \text{при } \varphi < \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}; \\ 2 \frac{\varphi_2 - \varphi}{\varphi_2 - \varphi_1} & \text{при } \varphi \geq \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}; \end{cases}$$

φ – угол поворота кривошипа, град.; φ_1 и φ_2 – углы поворота кривошипа, соответствующие началу открытия и концу закрытия органов газораспределения, град.; $\Delta\varphi$ – интервал между углами поворота кривошипа, на котором проходное сечение органов газораспределения от нулевого до своего максимального значения, град.; a_c – параметр, определяющий скорость изменения сечения (при увеличении a_c открытие и закрытие органов газораспределения происходит резче); $\delta_{\Delta\varphi}$ – относительный угол поворота кривошипа, при котором органы газораспределения открываются полностью,

$$\delta_{\Delta\varphi} = \frac{2\Delta\varphi}{\varphi_2 - \varphi_1}.$$

Если продувочные окна открываются полностью не раньше, чем в нижней мёртвой точке, $\Delta\varphi = (\varphi_2 - \varphi_1)/2$. Это означает, что в этом частном случае $\delta_{\Delta\varphi} = 1$ и интенсивность открытия окон определяется только параметром a_c .

У овальных окон изменением параметра a_c удаётся приблизить аналитическую зависимость к табличной. У окон, имеющих прямоугольную форму, наблюдается расхождение табличных значений и значений, полученных по аналитической зависимости (2). Этот вывод проверен по экспериментальным табличным значениям эффективных проходных сечений окон дизелей 6ДКРН 74/160-3 [12], 6ДКРН 45/120-7, 6ДКРН 67/170-7 [17] и 8ДКРН 60/195-10 [18] ПО "Брянский машиностроительный завод". Характер расхождения у перечисленных дизелей оказался практически одинаковым: аналитическая зависимость даже при $a_c = 1,0$ занижает эффективное проходное сечение в начале открытия и в конце закрытия окон.

На рис. 3 сравнены табличные [12] и аналитические зависимости окон дизеля 6ДКРН 74/160-3. Если задать параметр a_c более 1,0, то это уменьшит величину ошибки в начале открытия и в конце закрытия окон, но на "последующих" участках аналитическая зависимость начнёт завышать эффективные проходные сечения. Увеличение параметра a_c более 1,0 также приводит к тому, что относительное эффективное проходное сечение органов газораспределения становится больше 1,0 вблизи полного открытия органов. Это означает, что параметр a_c не может быть увеличен до больших значений. Однако из рис. 3 вид-

но, что для приближения аналитической зависимости (2) к табличной в начале открытия и конце закрытия органов, вполне допустимо увеличить a_c до 1,3.

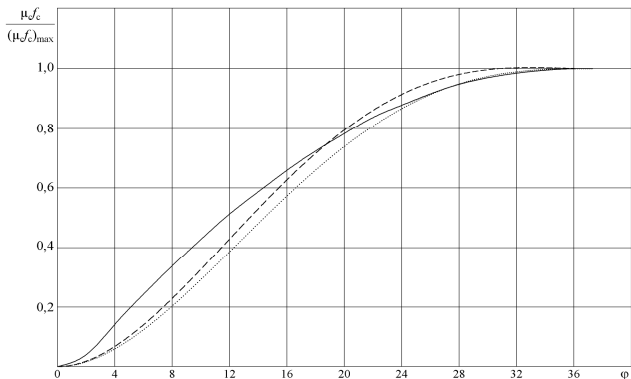


Рис. 3. Изменение относительного эффективного проходного сечения впускных окон дизеля 6ДКРН 74/160-3: ——— — табличные значения; - - - - - аналитическое выражение (2) при $a_c = 1,0$; — · — · — аналитическое выражение (2) при $a_c = 1,3$

Погрешность расчёта рабочих процессов дизеля 6ДКРН 45/120-7 от использования аналитической зависимости для окон оценена табл. 2 на режиме: частота вращения 170 мин^{-1} ; цикловая подача топлива $0,0124 \text{ кг}$ (ранее в табл. 1 для окон с параметром $a_c = 1,2$). Из таблицы следует, что, несмотря на отклонения значений аналитической зависимости от табличных, для большого числа задач численного моделирования, её применение вполне допустимо.

На рис. 4 и 5 сравнены табличные и аналитические зависимости соответственно для выпускных и впускных клапанов среднеоборотного четырёхтактного дизеля YANMAR 8N330-EN теплохода "Senata". Этот двигатель развивает номинальную мощностью 3310 кВт и номинальную частоту вращения 620 мин^{-1} , является тронковым, восьмицилиндровым, реверсивным. Имеет импульсную систему наддува, которую обеспечивает турбонагнетатель VTR354-11. Гребной винт приводится во вращение через редуктор. Табличные зависимости эффективных проходных сечений клапанов от угла поворота кривошипа получены экспериментально и приведены вместе с экспериментальными показателями рабочих процессов в работе [19].

Таблица 2

Результаты расчёта показателей дизеля 6ДКРН 45/120-7
с табличной и аналитической зависимостями для определения
эффективного проходного сечения окон

Наименование, обозначение, единица измерения	Точная табличная зависи- мость	Аппроксимирующая аналитическая зависимость	
		$a_c = 1,0$	$a_c = 1,3$
Среднее индикаторное давление на рабочих ходах поршня, кгс/см ²	12,92	12,91	12,92
Избыточное максимальное дав- ление цикла, кгс/см ²	88,7	88,7	88,8
Давление в цилиндре в момент впрыска топлива, кгс/см ²	63,0	63,0	63,1
Относительное суммарное коли- чество теплоты, отведённой в стенки цилиндра за цикл	-0,101	-0,101	-0,101
Индикаторный КПД на рабочих ходах поршня	0,456	0,456	0,457
Максимальная температура цик- ла, К	1672,1	1672,8	1669,9
Температура в цилиндре в мо- мент впрыска топлива, К	877,6	877,9	876,9
Среднемассовая за цикл темпе- ратура на выходе из цилиндра, К	701,8	701,4	700,0
Коэффициент продувки цилинд- ра свежим зарядом	1,424	1,426	1,426
Среднемассовая температура га- зов перед турбиной, К	698,2	696,8	695,6
Адиабатический теплоперепад в турбине, ккал/кг	37,64	37,56	37,55
Действительный коэффициент избытка воздуха	2,218	2,214	2,221
Суммарный коэффициент из- бытка воздуха (по цикловому расходу воздуха в цилиндр)	2,994	2,990	2,999
Период задержки самовоспламе- нения топлива, град.	1,387	1,387	1,387

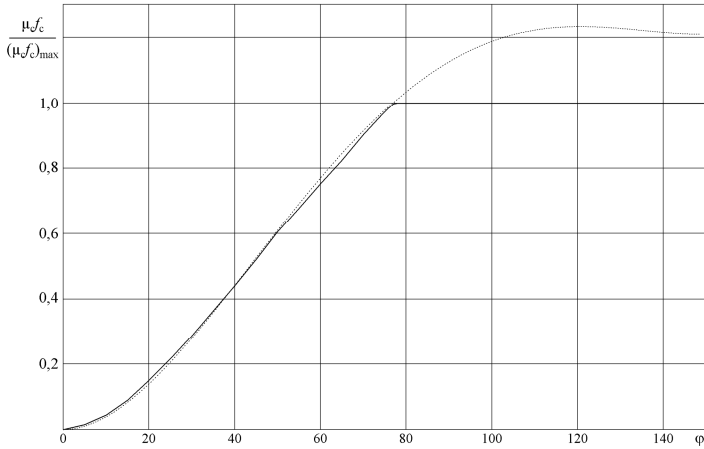


Рис. 4. Изменение относительного эффективного проходного сечения **выпускных** клапанов дизеля YANMAR 8N330-EN: ———— – табличные значения; - - - - - – аналитическое выражение (2) при $a_c = 2,6$ и $\delta_{\Delta\varphi} = 0,69$

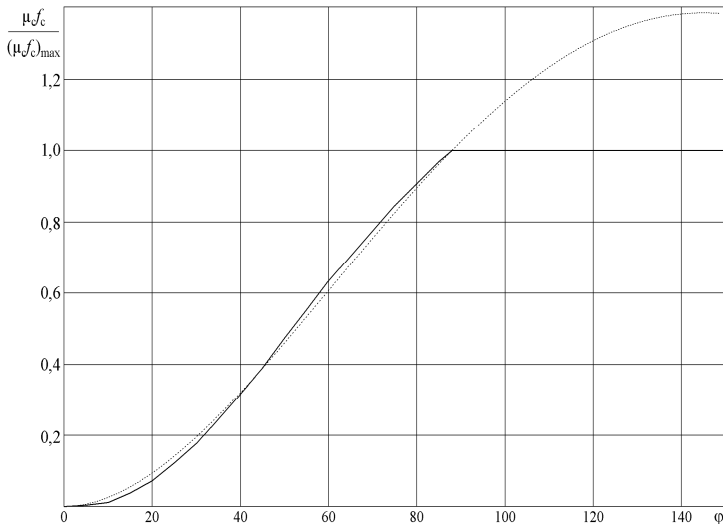


Рис. 5. Изменение относительного эффективного проходного сечения **впускных** клапанов дизеля YANMAR 8N330-EN: ———— – табличные значения; - - - - - – аналитическое выражение (2) при $a_c = 0,38$ и $\delta_{\Delta\varphi} = 0,52$

Из рис. 4 и 5 следует, что аналитическая зависимость (2) позволяет достаточно точно воспроизвести характер фактического изменения эффективного проходного сечения клапанов в интервале $\Delta\varphi$. Результаты расчёта показателей рабочих процессов дизеля YANMAR 8N330-EN с табличными и аналитическими зависимостями изменения эффективного проходного сечения клапанов практически полностью совпали.

Аналитическая зависимость (2) позволила также точно воспроизвести табличные значения эффективного проходного сечения клапанов дизелей 6ДКРН 74/160-3 [12], 6ДКРН 45/120-7, 6ДКРН 67/170-7 [17] и 8ДКРН 60/195-10 [18]. Это означает, что при адекватных значениях a_c и $\delta_{\Delta\varphi}$ аналитическая зависимость (2) не уступает по точности моделирования табличной.

У клапанов эффект "насыщения" эффективного проходного сечения наступает, когда площадь проходного сечения между втулкой и тарелкой клапана начинает превышать площадь кольцевого прохода между втулкой и штоком клапана. Это означает, что $\Delta\varphi$ существенно меньше $(\varphi_2 - \varphi_1)/2$. Соответственно $\delta_{\Delta\varphi}$ находится в диапазоне от 0,5 до 0,8. Чем меньше $\delta_{\Delta\varphi}$, тем в аналитической зависимости эффективное проходное сечение изменяется более интенсивно. При малых значениях $\delta_{\Delta\varphi}$ аналитическая зависимость позволяет добиться практически полного совпадения с табличными значениями при a_c в диапазоне от 0,3 до 1,0, а при больших значениях $\delta_{\Delta\varphi}$ – в диапазоне от 1,0 до 2,8.

Зависимости для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра

Количество теплоты, которой газы обмениваются со стенками цилиндра, определяется уравнением теплоотдачи, Дж/град.:

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \alpha_w F_w (T_w - T) \frac{1}{6n},$$

где α_w – коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра, Вт/(м²·К); F_w – площадь текущей поверхности теплообмена, м²; T_w – условная усреднённая за цикл и по поверхности теплообмена температура стенок, обеспечивающая равенство расчётного и экспериментального количества теплоты, переданной газами стенкам цилиндра в течение рабочего цикла, К; T – температура газов в цилиндре, К; n – частота вращения дизеля, мин⁻¹.

Для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра наиболее часто применяется эмпирическая зависимость G. Woschni [20], Вт/(м²·К):

$$\alpha_w = 0,012793D^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} \left[c_1 \frac{sn}{30} + c_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_w) \right], \quad (3)$$

где p – давление газов в цилиндре, Па; c_1 – коэффициент, который в дизелях с неразделённой камерой сгорания равен 6,18 при газообмене и 2,28 при отсутствии газообмена; c_2 – коэффициент, который в дизелях с неразделённой камерой сгорания равен 0,00324 К⁻¹ в период горения топлива и нулю при отсутствии горения; V_h – рабочий объём цилиндра, м³; T_a , p_a и V_a – температура газов в цилиндре, К, давление газов в цилиндре, Па, и объём цилиндра, м³, в начале сжатия; p_w – условное давление на линии расширения индикаторной диаграммы при текущем значении угла поворота кривошипа и условии отсутствия горения топлива.

Также для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра известны более простые эмпирические зависимости [21, 22]. Часть из них утратила свою актуальность, однако зависимость G. Nohenberg [23] предложена как альтернативная зависимости (3), Вт/(м²·К):

$$\alpha_w = 0,013V_h^{-0,06} p^{0,8} T^{-0,4} \left[\frac{sn}{30} + 1,4 \right]^{0,8}. \quad (4)$$

Для оценки возможности использования при численном моделировании зависимости (4) актуально сравнить результаты расчёта рабочих процессов дизелей с зависимостями (3) и (4). Так как обе зависимости предполагают последующую подгонку средней условной температуры стенок цилиндра T_w , результаты расчётов целесообразно сравнивать при условии равенства относительного суммарного количества теплоты, отведённой в стенки цилиндра за цикл при использовании двух зависимостей (равенство достигается подгонкой T_w).

У дизеля 6ДКРН 45/120-7 сравнение выполнялось на режиме: частота вращения 170 мин⁻¹; цикловая подача топлива 0,0124 кг. При использовании зависимости (3) средняя условная температура стенок цилиндра задавалась равной 583,0 К, а при использовании зависимости (4) равной 596,1 К. Изменение эффективного проходного сечения окон задавалось табличной зависимостью.

На рис. 6 сравнены результаты расчёта количества теплоты, отдаваемой газами стенкам цилиндра за 1 град. поворота кривошипа, а в табл. 3 – результаты расчёта показателей рабочих процессов дизеля 6ДКРН 45/120-7 при использовании зависимостей (3) и (4).

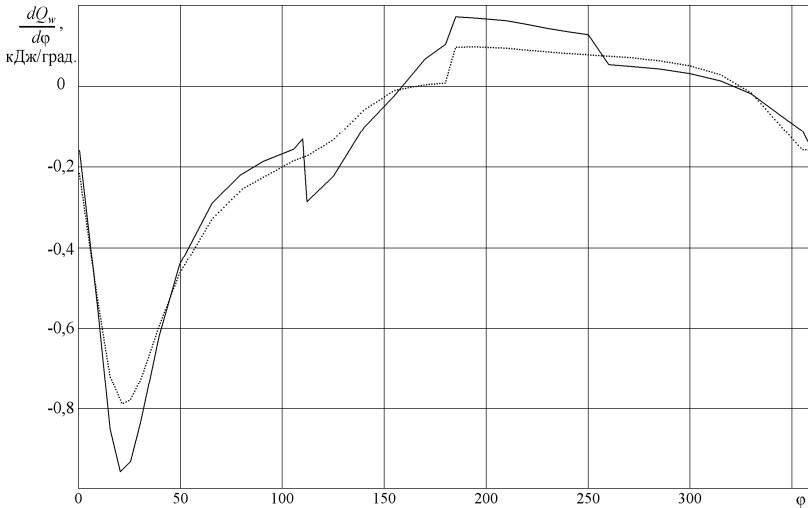


Рис. 6. Количество теплоты, отдаваемой газами стенкам цилиндра в рабочем цикле дизеля 6ДКРН 45/120-7: ———— – зависимость G. Woschni (3); - - - - - зависимость G. Hohenberg (4)

У дизеля YANMAR 8N330-EN сравнение выполнялось на режиме: частота вращения 502 мин^{-1} ; цикловая подача топлива $0,0029 \text{ кг}$ (соответствует "тяжёлему" гребному винту). При использовании зависимости (3) средняя условная температура стенок цилиндра задавалась равной $697,0 \text{ К}$, а при использовании зависимости (4) равной $609,4 \text{ К}$.

На рис. 7 сравнены результаты расчёта количества теплоты, отдаваемой газами стенкам цилиндра за 1 град. поворота кривошипа, а в табл. 4 – результаты расчёта показателей рабочих процессов дизеля YANMAR 8N330-EN при использовании зависимостей (3) и (4).

Из рис. 6 и 7 видно, что расчётные выражения G. Woschni (3) и G. Hohenberg (4) обеспечивают близкий характер изменения количества теплоты, отдаваемой стенкам цилиндра, однако резкие "скачки" кривой при использовании выражения (3) не могут быть объяснены физикой

Таблица 3

Результаты расчёта показателей дизеля 6ДКРН 45/120-7 с различными зависимостями для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра

Наименование, обозначение, единица измерения	Зависимость G. Woschni (3)	Зависимость G. Hohenberg (4)
Среднее индикаторное давление на рабочих ходах поршня, кгс/см ²	12,86	12,92
Избыточное максимальное давление цикла, кгс/см ²	88,8	88,7
Давление в цилиндре в момент впрыска топлива, кгс/см ²	63,6	63,0
Относительное суммарное количество теплоты, отведённой в стенки цилиндра за цикл	-0,101	-0,101
Индикаторный КПД на рабочих ходах поршня	0,454	0,456
Максимальная температура цикла, К	1678,3	1672,1
Температура в цилиндре в момент впрыска топлива, К	889,4	877,6
Среднемассовая за цикл температура на выходе из цилиндра, К	700,2	701,8
Коэффициент продувки цилиндра свежим зарядом	1,438	1,424
Среднемассовая температура газов перед турбиной, К	699,4	698,2
Адиабатический теплоперепад в турбине, ккал/кг	37,90	37,64
Действительный коэффициент избытка воздуха	2,212	2,218
Суммарный коэффициент избытка воздуха (по цикловому расходу воздуха в цилиндр)	3,022	2,994
Период задержки самовоспламенения топлива, град.	1,336	1,387

процессов в цилиндре дизеля. Они связаны с тем, что в зависимости (3) значения коэффициентов c_1 и c_2 усреднены для различных периодов рабочего процесса. Это приводит к ступенчатому изменению коэффициента теплоотдачи в моменты начала и окончания горения топлива, также начала и окончания газообмена, что и сопровождается соответствующими скачками количества теплоты, отдаваемой стенкам цилиндра. Указанные скачки свидетельствуют о том, что выражение G. Woschni (3) недостаточно адаптировано к численному моделированию рабочих процессов, если анализируется изменение показателей на протяжении рабочего цикла. Его применение оправдано только в случае использования для анализа интегральных показателей рабочих циклов.

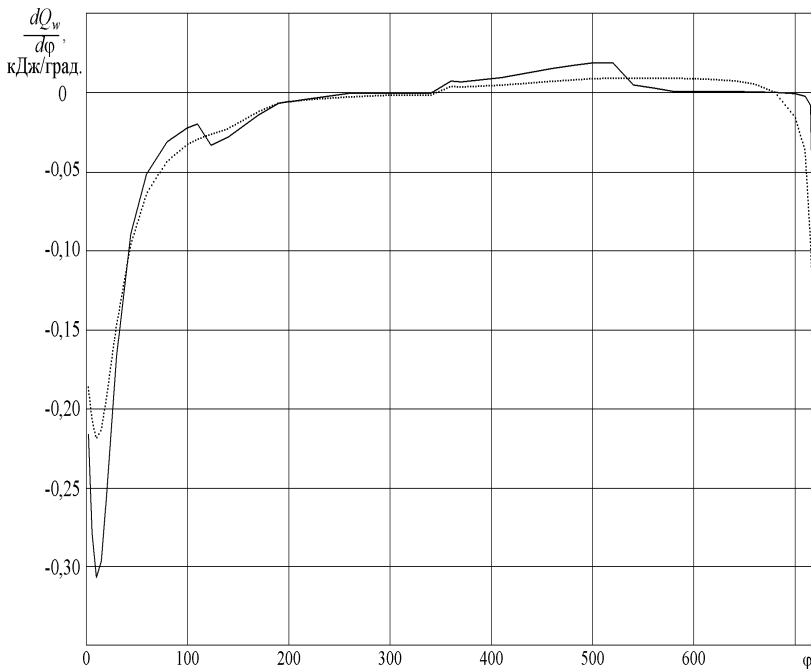


Рис. 7. Количество теплоты, отдаваемой газами стенкам цилиндра в рабочем цикле дизеля YANMAR 8N330-EN: — — — — зависимость G. Woschni (3); - - - - - зависимость G. Hohenberg (4)

Из табл. 3 и 4 также следует, что и в двухтактном малооборотном дизеле и в четырёхтактном среднеоборотном дизеле использование зависимости G. Woschni (3) по сравнению с зависимостью G. Hohenberg

Таблица 4

Результаты расчёта показателей дизеля YANMAR 8N330-EN с различными зависимостями для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра

Наименование, обозначение, единица измерения	Зависимость G. Woschni (3)	Зависимость G. Hohenberg (4)
Среднее индикаторное давление на рабочих ходах поршня, кгс/см ²	15,14	15,61
Суммарное индикаторное давление с учётом насосных ходов, кгс/см ²	14,97	15,40
Избыточное максимальное давление цикла, кгс/см ²	130,3	130,2
Давление в цилиндре в момент впрыска топлива, кгс/см ²	45,5	44,2
Относительное суммарное количество теплоты, отведённой в стенки цилиндра за цикл	-0,100	-0,100
Индикаторный КПД на рабочих ходах поршня	0,473	0,488
Максимальная температура цикла, К	1982,6	1916,6
Температура в цилиндре в момент впрыска топлива, К	855,1	795,4
Среднемассовая за цикл температура на выходе из цилиндра, К	763,5	743,1
Коэффициент продувки цилиндра свежим зарядом	1,319	1,282
Среднемассовая температура газов перед турбиной, К	703,2	685,2
Адиабатический теплоперепад в турбине, ккал/кг	23,97	23,50
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,729	1,809
Суммарный коэффициент избытка воздуха (по цикловому расходу воздуха в цилиндр)	2,282	2,320
Период задержки самовоспламенения топлива, град.	4,105	5,044

(4) сопровождается некоторым увеличением тепловой напряжённости дизелей и небольшим уменьшением индикаторного КПД на рабочих ходах. Для того, чтобы определить какой из результатов более достоверный, необходимо провести экспериментальное исследование.

По результатам исследования сделаны следующие выводы касательно численного моделирования рабочих процессов дизелей.

1. Приближённая зависимость для расчёта безразмерной величины, определяющей скорость поршня, незначительно ухудшает точность расчёта рабочих процессов. Однако, если учесть, что она программируется ненамного проще, чем точная, её использование представляется малоубедительным, прежде всего, для длинноходовых дизелей.

2. При использовании аналитических выражений для определения изменения проходных сечений органов газораспределения следует учитывать, что они позволяют достаточно точно воспроизвести изменение сечений у клапанов. У окон прямоугольной формы при использовании аналитического выражения наблюдались отклонения значений аналитической зависимости на участках начала открытия и конца закрытия окон. Однако для большого числа задач численного моделирования применение аналитических зависимостей для окон вполне допустимо.

3. Расчётные выражения для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра $G. Woschni$ и $G. Hohenberg$ обеспечивают близкий характер изменения количества теплоты, отдаваемой стенкам цилиндра. Однако скачкообразные изменения расчётных значений при использовании выражения $G. Woschni$ не могут быть объяснены физикой процессов в цилиндре дизеля. Это означает, что выражение $G. Woschni$ менее адаптировано к численному моделированию рабочих процессов, если анализируется изменение показателей на протяжении рабочего цикла. В двухтактном малооборотном дизеле и в четырёхтактном среднеоборотном дизеле использование зависимости $G. Woschni$ по сравнению с зависимостью $G. Hohenberg$ сопровождается некоторым увеличением тепловой напряжённости дизелей и небольшим уменьшением индикаторного КПД на рабочих ходах.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Ali Rida, Hassan Moussa Nahim, Rafic Younes, Hassan Shraim, Mustapha Ouladsine. Modeling and simulation of the thermodynamic cycle of the Diesel Engine using Neural Networks. // IFAC-PapersOnLine 49-3.

– 2016. – Р. 221 – 226.

2. Гриневецкий В.И. Тепловой расчёт рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. – М.: Типо-литогр. товарищества И.Н. Кушнерёв и К°, 1907. – 26 с.

3. Мазинг Е.К. Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания. – М.: ОНТИ, 1937. – 124 с.

4. Бриллинг Н.Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. – М.: Гос. научно-техн. изд-во, 1933. – 320 с.

5. Орлин А.С. Графоаналитический расчёт продувки двухтактных двигателей внутреннего сгорания. – М.: МВТУ, 1929. – 16 с.

6. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей. //Энергомашиностроение. – 1968. – №7. – С. 34, 35.

7. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Специальность 190 – Тепловые двигатели. – Л.: ЛКИ, 1969. – 24 с.

8. Efrén Moreno Benavides, Juan Ramón Arias Pérez, Ramón Pérez Herrero, Emilio Varela Arroyo. Numerical Simulation of the Injection Process in a Two Stroke Diesel Engine // SAE Transactions – 2000. – Vol. 109, Section 3: Journal of Engines. – P. 416 - 430.

9. Qian Wang, Jing Wang, Heng Song Ji, Chen Gu. A Numerical Simulation of the Working Process of Diesel Engine // Advanced Materials Research (Volumes 291 – 294). – 2011. – P. 3359 – 3362.

10. Thuy Chu Van, Huong Nguyen Lan, NhoLuong Cong and others. Numerical simulation of performance and exhaust emissions of a marine main engine using heavy fuel oil during the whole voyage //The 3rd ASEAN Smart Grid Congress and the 5th International Conference on Sustainable Energy. – Vietnam: Vietnam National University, 2017. – P. 29 - 35.

11. Дизели: справочник. Изд. 3–е. /Под ред. В.А. Ваншейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.

12. Козьминых А.В., Красовский О.Г., Горб С.И. Расчёт эксплуатационных параметров судовых дизелей на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: ЦРИА "Морфлот", 1981. – 44 с.

13. Горб С.И. Моделирование динамики работы дизельных импульсивных установок на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1986. – 48 с.

14. Горб С.И. Моделирование судовых дизельных установок и систем управления: учебное пособие. – М.: Транспорт, 1993. – 134 с.

15. Changyou Chen, Wallace F.J. A Generalized Isobaric and Isochoric Thermodynamic Scavenging Model // SAE Technical Paper Series. – 1987.

– № 871657. – 15 р.

16. Отчёт о межведомственных испытаниях головного дизеля 6ДКРН 45/120-7 длительной эксплуатационной мощностью 3960 кВт (5400 л.с.) при 170 мин⁻¹. Инв. №0284.0081591. Регистр. № 01821017700. – Брянск: ПО "Брянский машиностроительный завод", 1984. – 140 с.

17. Исследование и оптимизация систем газообмена и наддува судовых дизелей ПО БМЗ типа ДКРН-4, 6, 7: отчёт о НИР. Инв. № 0289.0052466. – Л.: ЛВИМУ, 1983. – 56 с.

18. Разработка алгоритмов оптимизации параметров рабочего процесса и турбонаддува дизелей ПО БМЗ выпуска XII пятилетки: отчёт о НИР. Инв. № 0288.0057054. – Л.: ЛВИМУ, 1988. – 63 с.

19. Горб С.И. Оптимизация главного двигателя на режиме экономического хода судна // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 17 – 34.

20. Woschni G. Die Berechnung der Wanderluste und der Thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren // Motortechnische Zeitschrift (MTZ). – 1970. – 12. – P. 491 – 499.

21. Mohand Said Lounici, Mohand Tazerout, Mourad Balistrout. Heat Transfer Correlation Choice for Two-zone Combustion Model Optimization in the Case of Natural Gas Engines. //HEFAT2010: 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. – 19 – 21 July 2010, Turkey. – P. 1373 – 1378.

22. Mior A. Said, Mervin B. Stanley, Zainal A. A. Karim & Abdul R. A. Aziz. Modelling of In-Cylinder Convective Heat Transfer Losses to the Combustion Chamber Wall of Compression-Ignition Engine. //IJAMAE. – 2015. – Volume 2: Issue 1. – P. 122 – 125.

23. Hohenberg G. Berechnung des gaseitigen Wärmeüberganges in Dieselmotoren // Motortechnische Zeitschrift (MTZ). – 1980. – 41. – № 7/8. – P. 321 – 326.

Аннотация – Методика численного моделирования предусматривает модульный принцип описания рабочих процессов, который позволяет использовать альтернативные модели отдельных процессов. При выборе моделей преобладает интуитивный подход в выборе расчётных выражений для отдельных процессов. Это неизбежно сказывается на точности решения практических задач. В связи с изложенным поставлена задача проанализировать эффективность альтернативных моделей, которые могут использоваться в методике численного моделирования рабочих процессов дизелей.

В результате исследования установлено следующее.

1. Приближённая зависимость для расчёта безразмерной величины, определяющей скорость поршня, незначительно ухудшает точность расчёта рабочих процессов. Однако, если учесть, что она программируется ненамного проще, чем точная, её использование представляется малоубедительным, прежде всего, для длинноходовых дизелей.

2. При использовании аналитических выражений для определения изменения проходных сечений органов газораспределения следует учитывать, что они позволяют достаточно точно воспроизвести изменение сечений у клапанов. У окон прямоугольной формы при использовании аналитического выражения наблюдались отклонения значений аналитической зависимости на участках начала открытия и конца закрытия окон. Однако для большого числа задач численного моделирования применение аналитических зависимостей для окон вполне допустимо.

3. Расчётные выражения для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра $G. Woschni$ и $G. Hohenberg$ обеспечивают близкий характер изменения количества теплоты, отдаваемой стенкам цилиндра. Однако скачкообразные изменения расчётных значений при использовании выражения $G. Woschni$ не могут быть объяснены физикой процессов в цилиндре дизеля. Это означает, что выражение $G. Woschni$ менее адаптировано к численному моделированию рабочих процессов, если анализируется изменение показателей на протяжении рабочего цикла. В двухтактном малооборотном дизеле и в четырёхтактном среднеоборотном дизеле использование зависимости $G. Woschni$ по сравнению с зависимостью $G. Hohenberg$ сопровождается некоторым увеличением тепловой напряжённости дизелей и небольшим уменьшением индикаторного КПД на рабочих ходах.

Анотація – Методика чисельного моделювання передбачає модульний принцип опису робочих процесів, який дозволяє використовувати альтернативні моделі окремих процесів. При виборі моделей переважає інтуїтивний підхід у виборі розрахункових виражень для окремих процесів. Це неминуче впливає на точність рішення практичних завдань. У зв'язку з викладеним порушено завдання проаналізувати ефективність альтернативних моделей, які можуть використовуватися в методиці чисельного моделювання робочих процесів дизелів.

У результаті дослідження встановлене наступне.

1. Наближена залежність для розрахунків безрозмірної величини, що визначає швидкість поршня, незначно погіршує точність розрахунків робочих процесів. Однак, якщо врахувати, що вона програмується ненабагато простіше, чим точна, її використання представляється малопереконливим, насамперед, для довогоходових дизелів.

2. При використанні аналітичних залежностей для визначення зміни прохідних перетинів органів газорозподілу слід враховувати, що вони дозволяють досить точно відтворити зміну перетинів у клапанів. У вікон прямокутної форми при використанні аналітичної залежності спостерігалися відхилення значень аналітичної залежності на ділянках початку відкриття та кінця закриття вікон. Однак для великої кількості завдань чисельного моделювання застосування аналітичних залежностей для вікон цілком припустиме.

3. Розрахункові залежності для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінок циліндра *G. Woschni* і *G. Hohenberg* забезпечують близький характер зміни кількості теплоти, що віддається стінкам циліндра. Однак стрибкоподібні зміни розрахункових значень при використанні вираження *G. Woschni* не можуть бути пояснені фізикою процесів у циліндрі дизеля. Це означає, що залежність *G. Woschni* менше адаптована до чисельного моделювання робочих процесів, якщо аналізується зміна показників протягом робочого циклу. У двотактному малообертovому дизелі і у чотиритактному середньобертovому дизелі використання залежності *G. Woschni* у порівнянні із залежністю *G. Hohenberg* супроводжується деяким збільшенням теплової напруженості дизелів і невеликим зменшенням індикаторного ККД на робочих ходах.

Annotation – The method of numerical modeling provides a modular principle for describing work processes, that allows usage of alternative models of individual processes. When choosing models, an intuitive approach prevails in the selection of design expressions for individual processes. This inevitably affects the accuracy of solving practical problems. In connection with the foregoing, the task was assigned to analyze the effectiveness of alternative models that can be used in the method of numerical modeling of diesel work processes.

The research shows the following.

1. *The approximate dependence for calculating the dimensionless value that determines the speed of the piston slightly affects the accuracy of the calculation of working processes. However, if it is programmed a little easier than accurate, its usage seems almost useless, especially for long-stroke diesels.*

2. *When using analytical expressions to determine the change in the flow areas of the gas distribution, it should be considered that they allow to reproduce accurately the change in the cross sections of the valves. For rectangular windows, while using an analytical expression, deviations of the values of the analytical dependence were observed in the areas of the beginning of opening and the end of closing of windows. However, for a large number of problems of numerical modeling, the usage of analytical dependencies for windows is quite acceptable.*

3. *The calculated expressions for determining the heat transfer coefficient from gases to the cylinder walls G. Woschni and G. Hohenberg provide a close character of the change in the amount of heat given to the cylinder walls. However, abrupt changes in the calculated values using the G. Woschni expression cannot be explained by the physics of the processes in the cylinder. This means that the expression G. Woschni is less adapted to numerical modeling of work processes in case if we analyze the change in indicators during the operational cycle. In a two-stroke low-speed diesel engine and in a four-stroke medium-speed diesel engine, the use of the G. Woschni dependence in comparison with the G. Hohenberg dependence is accompanied by a slight increase in the thermal tension of the diesel engines and a slight decrease in the indicating efficiency degree at working strokes.*