



## ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ПРОДУВКИ РАБОЧИХ ЦИЛИНДРОВ ДВУХТАКТНОГО КРЕЙЦКОПФНОГО ДИЗЕЛЯ MAN B&W 6S60MC-C

К.С. Дорош, аспирант кафедры  
«Судовые энергетические установки»,  
e-mail: kirdorosh@gmail.com

Балтийская государственная академия  
рыбопромыслового флота  
ФГБОУ ВО «Калининградский государственный  
технический университет»

Л.Ю. Волкова, канд. техн. наук,  
доц. кафедры «СЭУ и ТЭ»  
e-mail: larisa.volkova@klgtu.ru  
ФГБОУ ВО «Калининградский государственный  
технический университет»

В работе представлен вычислительный газодинамический анализа на базе двухтактного двигателя внутреннего сгорания MAN B&W модели 6S60MC-C, используемого в качестве главного двигателя на судах торгового флота дедвейтом выше 30 тысяч тонн. Детально описан процесс вычисления и построения вычислительной газодинамической модели на базе программного комплекса Mathworks Matlab с использованием дополнительных модулей для CFD-анализа. Основываясь на технических характеристиках пропульсивной установки, был произведен расчет воздушного заряда и рассмотрены турбулентные потоки в цилиндре. Все вычисления основываются на практическом индицировании, проведенном на реальном двигателе, подкрепленном расчетами, базирующимися на формулах Навье-Стокса и Рейнольдса. На основании проделанных вычислений сделаны соответствующие выводы и предложены вектор развития научных исследований по исследуемой теме.

**Ключевые слова:** вычислительный газодинамический анализ, отработавшие газы, утилизация, двухтактный двигатель, Matlab

### ВВЕДЕНИЕ

Двигатели серии MAN MC-C были разработаны в начале 1990-х годов в качестве основной пропульсивной установки для коммерческого морского транспорта, заменив собой предыдущее поколение дизелей серии MC. Им был присвоен класс “СОМПАСТ”, в котором основная задача инженеров состояла в снижения веса и стоимости двигателя, одновременно с этим увеличив КПД дизеля. Основные изменения серии MC-C заключались в:

- увеличении соотношения мощности к весу;
- увеличении среднего эффективного давления  $P_e$ ;
- модернизации крейцкопфного механизма, вследствие чего произошло уменьшении веса составных компонентов;
- уменьшении высоты блока цилиндров и кулачков цилиндров;
- уменьшении веса подвижных компонентов дизеля, что привело к понижению вибраций на ~8 %;

- уменьшение нагрузки на коренные подшипники.

Все эти изменения привели к тому, что к началу 2000-х годов серия дизелей «МС» была полностью вытеснена с рынка и не устанавливалась на новые суда.

Говоря о модернизации судовых дизелей, стоит отметить, что, начиная с 2000-х годов, вопрос экологичности встал на одно из первых мест в разработке.

Очистка двухтактных двигателей характеризуется двумя типичными проблемами: перерасходом заряда и смешиванием. Перерасход заряда заключается в том, что часть свежего воздуха поступает непосредственно в выхлоп. Смешивание является обратным явлением, которое подразумевает, что имеется небольшое количество отработанных газов, которые остаются в цилиндре, не успевая удалиться во время продувки.

Обе проблемы зависят от регулировки механизма газораспределения дизеля и направленности продувочного воздуха. В исследуемом двигателе MAN B&W 6S60MC-C свежий воздух поступает в цилиндр через впускные окна, расположенные на гильзе цилиндра вблизи НМТ, отработанные газы удаляются через выпускной клапан в головке цилиндров.

В настоящее время существуют экспериментальные методы исследования процессов газообмена в двухтактных двигателях, но все они относятся к категории высокочрезвычайно затратных. В то же время, вычислительный газодинамический анализ является достойной альтернативой для изучения процесса очистки камеры сгорания. Данный метод предоставляет полную информацию о происходящих процессах внутри цилиндра и динамики изменения переменных величин. В области двигателестроения средних и крупных судовых дизелей газодинамический анализ особенно эффективен, поскольку экспериментальная установка является чрезвычайно дорогостоящей, а модель, разработанная в меньшем масштабе, может оказаться недостаточно точной для проведения исследований.

Исследование процесса утилизации отработанных газов с помощью вычислительного газодинамического анализа (ВГА) началось в конце 1980-х годов. Методы, используемые в то время, значительно отличались от современных, сам процесс моделирования анализа был чрезвычайно трудоемким из-за отсутствия вычислительных ресурсов. Впоследствии с развитием компьютерного моделирования, ВГА стал намного более эффективным и детальным, доступным каждому на простом компьютере.

В довершение всего, ВГА процесса утилизации отработанных газов изучен менее обширно, чем процесс сгорания топлива. В первую очередь это связано с постоянно ужесточающимися морскими конвенциями в отношении выбросов в атмосферу. За счет этого был проведен газоодинамический анализ в отношении процесса сгорания и выбросов с судовых ДВС.

Процесс утилизации выхлопных газов очень важен с точки зрения производительности двигателя, КПД и контроля выбросов в атмосферу. Соответственно, цель данной статьи - показать, как модель ВГА может имитировать процесс очистки судового дизельного двигателя MAN B&W 6S60MC-C.

Особенность данной работы является в том, что она состоит из трехмерного моделирования, подтвержденного экспериментальными измерениями, выполненными на реальном двигателе, установленном на танкере-газоворе корейской постройки. Данный анализ может быть использован в последующих работах для оптимизации существующих конструкций двигателя, изучения таких параметров, как время открытия и закрытия выпускных клапанов, конструкция впускных окон, давление в турбокомпрессоре.

## **ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ**

Поперечный разрез и общий вид судового двухтактного крейцкопфного дизеля MAN B&W 6S60MC (крейцкопф – ползун) представлен на рис. 1.

Основные технические данные дизеля MAN B&W 6S60MC-C[1]:

1. Число цилиндров – 6; диаметр цилиндра – 60 см; ход поршня – 240 см.
2. Удельный расход топлива, 170 г/(кВт·ч). Эффективная мощность, 13530 кВт.
3. Частота вращения коленчатого вала, 105 мин<sup>-1</sup>.
4. Система запуска от сжатого воздуха (давление 3 МПа).
5. Степени сжатия, 13.
6. Вид топлива, мазут моторный.
7. Давление продувочного воздуха, 0,25 МПа.
8. Коэффициент избытка воздуха, 1,5.

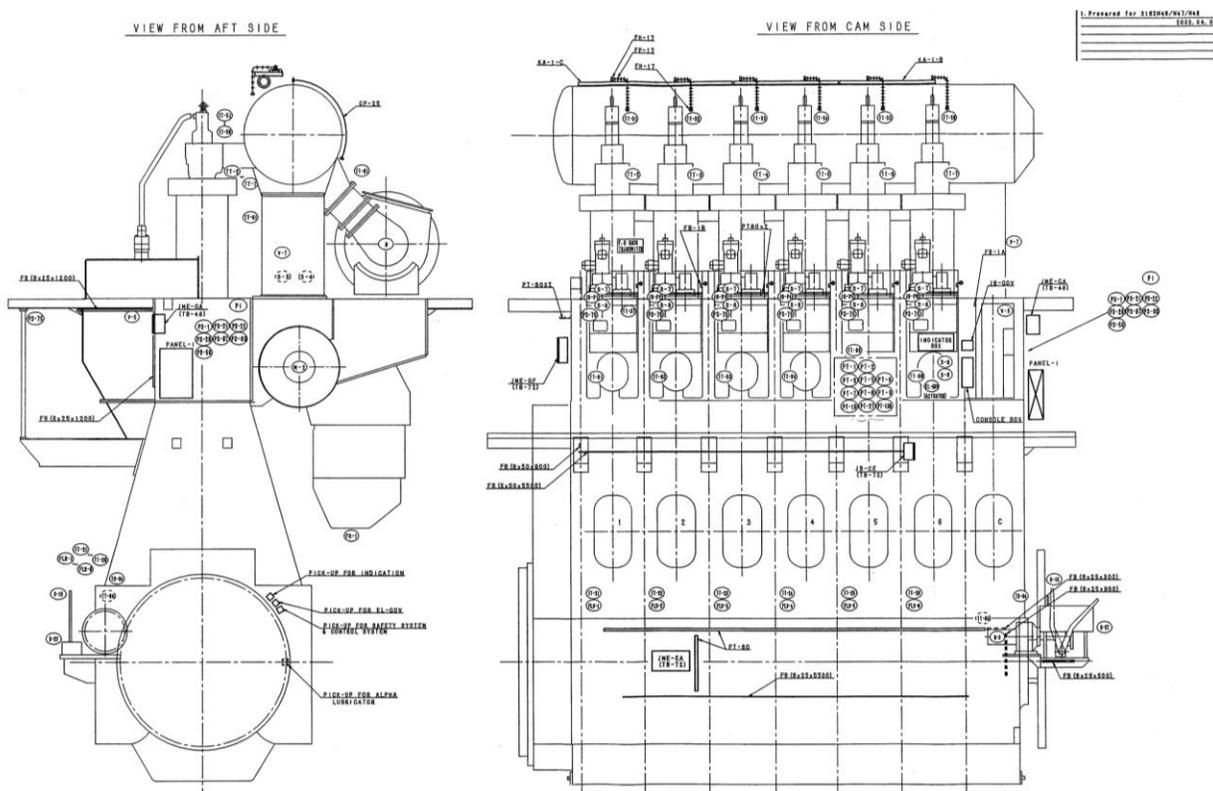


Рисунок 1 – Поперечный разрез и общий вид двухтактного крейцкопфного дизеля MAN B&W 6S60MC-C

Рассмотрим общее устройство и принцип действия дизеля MAN B&W 6S60MC-C (рис. 2). Фундаментная рама 1 двигателя составлена из высоких продольных балок, соединенных сваркой со сварно-литыми поперечными корпусными конструкциями, в которых размещены коренные опорные подшипники. Фундаментная рама, станина и блок цилиндров соединены между собой анкерными связями 3. Втулка цилиндра 6 опирается на блок цилиндров 7, причем ее верхняя часть выведена из блока и охлаждается тонкой оболочкой, которая образует полость охлаждения. Штуцеры для подвода цилиндрического масла расположены в верхней части втулки. Крышка цилиндра 9 кованая со сверлениями для охлаждающей воды. В крышке размещается один центральный выпускной клапан, через который осуществляется выпуск газов из цилиндра, две форсунки и предохранительные клапаны.

Выпускной клапан 11 имеет гидравлический привод и открывается под действием давления масла. В конструкции двигателя S60MC применена крышка цилиндра «колпачкового» типа, поэтому при нахождении поршня в ВМТ головка поршня располагается выше плоскости уплотнения крышки и втулки цилиндра. Поршень 12 изготовлен из жаростойкой хромомолибденовой

стали, охлаждается маслом, которое подводится с помощью телескопического устройства к штоку 13 поршня в районе крейцкопфного соединения 15. Шатун 16 имеет короткий стержень. Коленчатый вал 17 выполнен сварным, причем сварка осуществлена в середине рамовых (коренных) шеек. Упорный вал выполнен за одно целое с коленчатым валом. Распределительный вал 14 вращается от коленчатого вала при помощи цепной передачи. Он приводит в действие плунжерные насосы высокого давления и поршни гидравлических приводов клапанов. Выпускные газы с газового коллектора 10 поступают к газотурбонагнетателю (ГТН) 8. Цилиндры продуваются воздухом из ресивера 5, в который они нагнетаются ГТН через охладитель 4. Продувка цилиндра на малых частотах вращения коленчатого вала может осуществляться двумя электровоздуходувками, а на полной нагрузке турбокомпрессором.

Рабочий цикл двухтактного двигателя осуществляется следующим образом. Первый такт соответствует ходу поршня от ВМТ (верхняя мертвая точка) к НМТ (нижняя мертвая точка). В цилиндре, например, только что произошло сгорание топлива, и начался процесс расширения газов, т.е. осуществляется рабочий ход. Несколько раньше момента подхода поршня к продувочным окнам открываются выпускной клапан 11, и продукты сгорания начинают перемещаться из цилиндра 6 в воздушный коллектор 10. При этом давление в цилиндре резко падает.

Продувочные окна открываются верхней частью поршня, и давление в цилиндре становится примерно равным давлению предварительно сжатого воздуха в ресивере или немного выше его. Воздух, поступая в цилиндр через впускные (продувочные) окна, вытесняет через впускной клапан оставшиеся в цилиндре продукты сгорания и заполняет цилиндр (продувка), т.е. осуществляется газообмен.

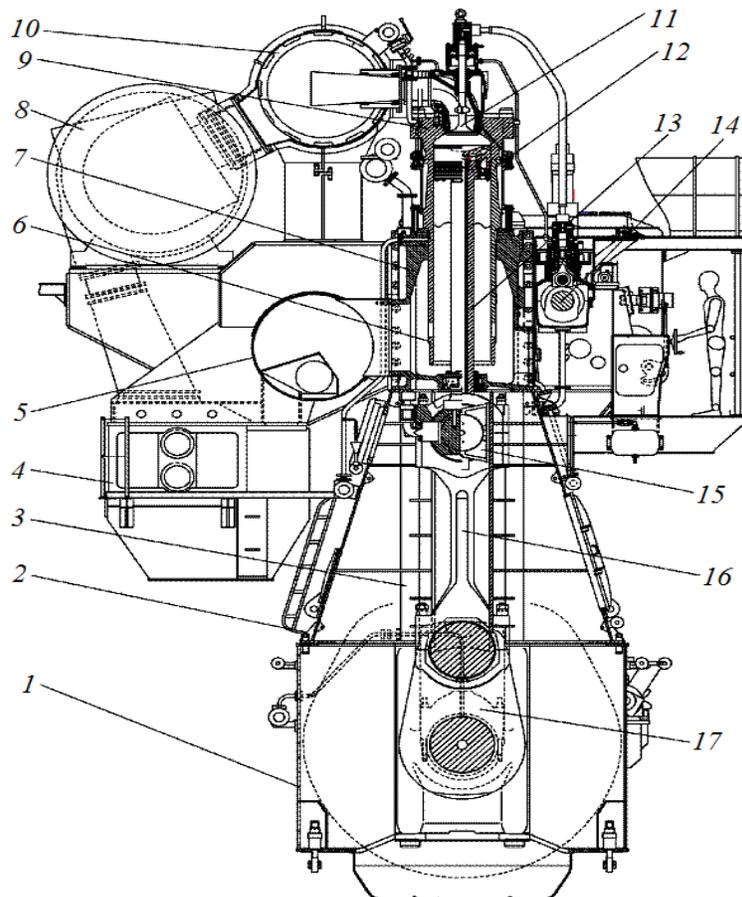


Рисунок 2- Поперечный разрез двухтактного крейцкопфного дизеля MAN B&W 6S60MC-C

Таким образом, в течение первого такта в цилиндре происходит сгорание топлива, расширение газов (рабочий ход), выпуск газов, продувка и наполнение цилиндра воздухом.

Второй такт соответствует ходу поршня от НМТ к ВМТ. В начале хода поршня продолжают процессы удаления выпускных газов, продувки и наполнения цилиндра свежим зарядом (воздухом). Конец продувки цилиндра определяется моментом закрытия продувочных окон и выпускного клапана, который закрывается или одновременно с продувочными окнами, или несколько ранее. Давление в цилиндре к концу газообмена в двухтактных двигателях выше атмосферного и зависит от давления воздуха в ресивере. С момента окончания газообмена и полного перекрытия поршнем продувочных окон начинается процесс сжатия воздуха.

Когда поршень не доходит за  $10 - 30^\circ$  по углу поворота коленчатого вала до ВМТ, в цилиндр через форсунки начинает подаваться топливо под давлением более 100 МПа в распыленном виде. Следовательно, в течение второго такта в цилиндре происходит окончание выпуска, продувка и наполнение цилиндра в начале хода поршня и сжатие при его дальнейшем ходе (когда продувочные окна и выпускной клапан закрыты).

Рабочий процесс в цилиндре двигателя MAN B&W 6S60MC-C показан на рис. 3. Отработавшие газы поступают в выпускной коллектор, затем в турбокомпрессор, охладитель надвучного воздуха, воздушный ресивер, который служит для подачи воздуха в тангенциальные каналы гильзы цилиндров.

втулка цилиндров диаметром 600 мм с тангенциальными продувочными окнами, которая выполнена из чугуна, изображена на рис. 4. В настоящее время все МОД выпускаются только с прямоточно-клапанной схемой продувки. Поток воздуха движется вихреобразно вдоль цилиндра с полным вытеснением продуктов сгорания без значительного перемешивания их с воздухом. Благодаря хорошей организации газообмена с такой схемой продувки двигатели обладают низким значением коэффициента остаточных газов.

Тангенциальное расположение окон обеспечивает закручивание потока поступившего в цилиндр воздуха и его винтообразное движение от продувочных окон к выпускному клапану. Тангенциальное вращательное движение сохраняется до конца сжатия и способствует улучшению смесеобразования и сгорания топлива[2].

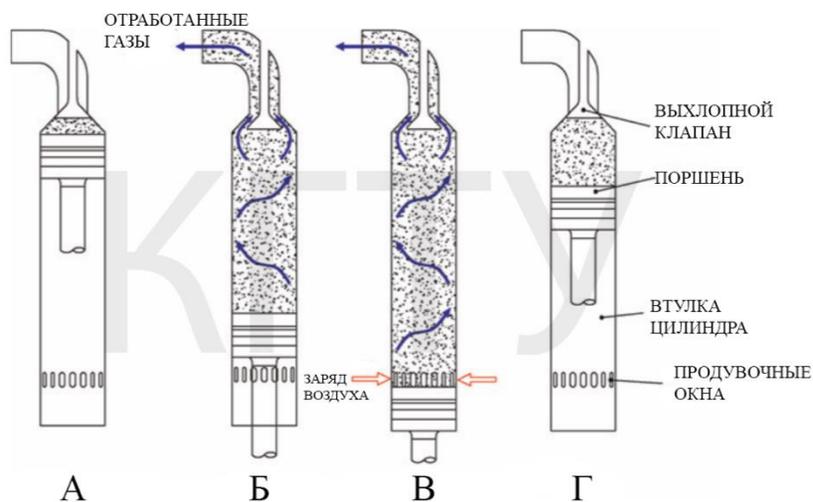


Рисунок 3 – Рабочий процесс дизеля MAN B&W 6S60MC-C:  
А – воспламенение, Б – рабочий ход, В – продувка, Г – сжатие

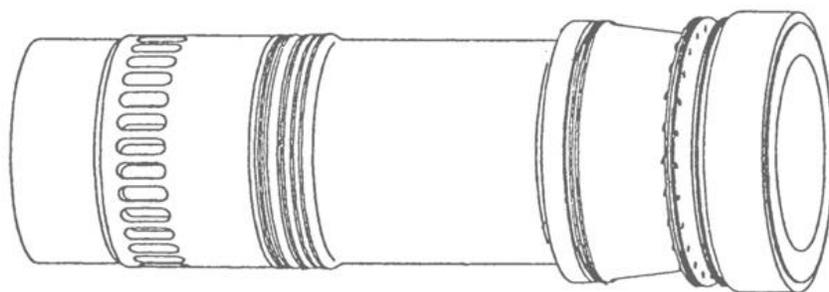


Рисунок 4 - Общий вид втулки цилиндра с продувочными окнами

Благодаря хорошей очистке цилиндров от продуктов сгорания двигатель эффективно работает при небольшом коэффициенте избытка воздуха (1,45-1,55). Выпускной клапан у всех МОД имеет гидropневматический привод. Клапан открывается под действием давления масла (до 3 МПа), действующего на поршень сервомотора, посаженного на хвостовик стержня клапана. Масло к сервоприводу подается по трубопроводу поршневым насосом, который приводится в движение от кулачкового вала. Закрывается клапан давлением сжатого воздуха, действующего на поршень, который соединен со стержнем клапана (поршень перемещается в пневмоцилиндре, где давление достигает до 2 МПа)[3].

### ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Цель данной работы заключается в анализе процесса утилизации выхлопных газов двухтактного двигателя на основании вычислительного газодинамического анализа.

Основные задачи исследования:

- провести математический расчет вихревого потока, образующегося в цилиндре в момент продувки;
- построить трехмерную вычислительную модель цилиндра и интегрировать в нее математические расчеты;
- проанализировать полученные значения вычислительной модели и качественные показатели очистки цилиндра от отработанных газов;

### МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для проведения анализа был воспроизведен процесс утилизации отработанных газов на примере одного цилиндра дизеля 6S60MC-C с имитацией воздуха и сгоревших газов. Вихревой поток рассчитан по уравнениям Навье-Стокса, осредненным по Рейнольдсу. Следовательно, уравнение сохранения масс в декартово-тензорной форме примет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Плотность воздуха рассчитывается исходя из уравнения Менделеева-Клайперона:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (2)$$

Уравнение сохранения импульса для вихревого потока определяется как:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3)$$

где  $(-\overline{\rho u'_i u'_j})$  - турбулентные напряжения, учитывающие дополнительные потери и перераспределение энергии в турбулентном потоке.

Поскольку газообразная среда рассматривается как среда из ньютоновской механики, тензор напряжений рассчитывается по формуле:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (4)$$

где  $\mu$  - динамическая вязкость.

Распространенным методом моделирования напряжений Рейнольдса,  $(-\overline{\rho u'_i u'_j})$ , является гипотеза Буссинеска, связывающая их с градиентами средней скорости:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k}) \delta_{ij} \quad (5)$$

где  $\delta_{ij}$  - индикатор равенства элементов, который рассчитывается:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & i = j \\ 0, & i \neq j \end{cases} \quad (6)$$

Турбулентная вязкость моделировалась RNG  $k - \varepsilon$  моделью, которая в свою очередь была получена при помощи теории нормализованных групп, поэтому добавляются два уравнения переноса: одно для кинетической энергии турбулентности (7), другое для скорости рассеивания турбулентной кинетической энергии (8)[4].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_k \mu_t \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_\varepsilon \mu_t \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

где  $G_k$  - турбулентная кинетическая энергия, происходящая от градиентов средней скорости;  
 $G_b$  - турбулентная кинетическая энергия, происходящая от динамики молекул;  
 $Y_M$  - массовая доля изменяющегося объема к общему объему;  
 $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$  - эмпирические константы;  
 $\alpha_\varepsilon$  и  $\alpha_k$  - обратные критерии подобия Прандтля для  $\varepsilon$  и  $k$  соответственно.  
Турбулентную вязкость  $\mu_t$  можно представить в следующем виде:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

Процесс теплопередачи основывается на концепции Рейнольдса. Таким образом, уравнение сохранения энергии примет вид:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(k_t + \frac{c_p \mu_t}{Pr}\right)\frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i \tau_{ij}\right] \quad (10)$$

где  $E$  – полная энергия.

Запишем уравнение массовой доли заряда воздуха  $Y_1$ :

$$\frac{\partial(\rho Y)}{\partial t} + \nabla \cdot (Y_1 \rho \vec{V}) = 0 \quad (11)$$

Отношение массовой доли заряда воздуха  $Y_1$  к отработанным газам  $Y_2$  выглядит следующим образом:

$$Y_2 = 1 - Y_1 \quad (12)$$

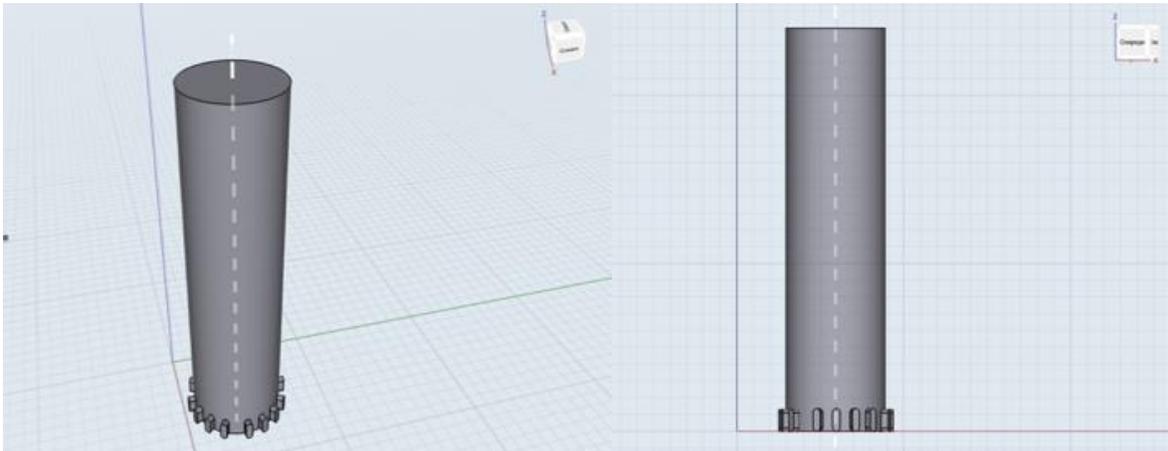


Рисунок 5 – CAD-модель цилиндра дизеля 6S60MC-C

Для проведения самого газодинамического анализ был использован программный продукт MATLAB в связке с расширением FEATool Multiphysics пробной версии (рис. 6) [5].

В качестве начальных условий моделирования были установлены следующие параметры:

- коленчатый вал находится в положении  $90^\circ$ ;
- давление в цилиндре составляет 0.61 МПа;
- давление утилизационных газов в ресивере составляет 0.24 МПа;
- давление воздуха переход холодильником составляет 0.27 МПа.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Результатом исследования является полученная трехмерная модель, полностью имитирующая процесс утилизации газов.

Массовая доля воздуха в цилиндре для разных значений поворота коленвала показана на рис. 7. Как мы видим, изначально цилиндр был заполнен отработанными газами (представлены синим цветом), так как моделирование берет начало в момент окончания сгорания топливовоздушной смеси. После того, как выпускной клапан начинает открываться, отработанные газы начинают замещаться, давление в цилиндре падает. Впускные окна предназначены для подачи свежего заряда в цилиндр, в момент их открытия сжатый воздух (красного цвета) поступает в цилиндр и проталкивает сгоревшие газы из цилиндра. После достижения НМТ поршень начинает свое движение вверх. Воздух продолжает поступать в цилиндр, а отработанные газы продол-

жают удаляться. После этого впускные отверстия закрываются, затем закрывается выпускной. В конце моделирования цилиндр содержит заряд воздуха и малое количество остаточных газов, которые не были удалены из цилиндра.

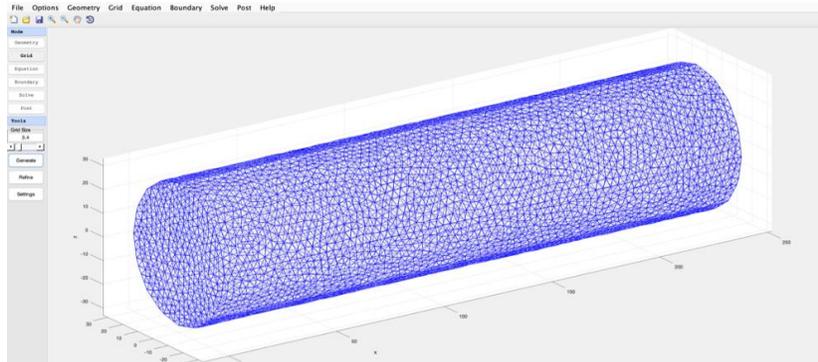


Рисунок 6 – Сетка модели для ВГА цилиндра дизеля 6S60MC-C

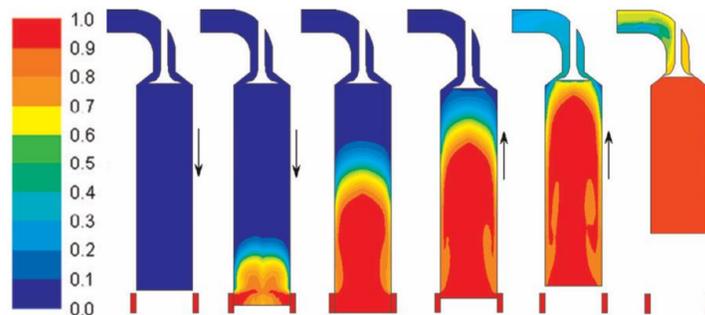


Рисунок 7 – Массовая доля воздуха в цилиндре

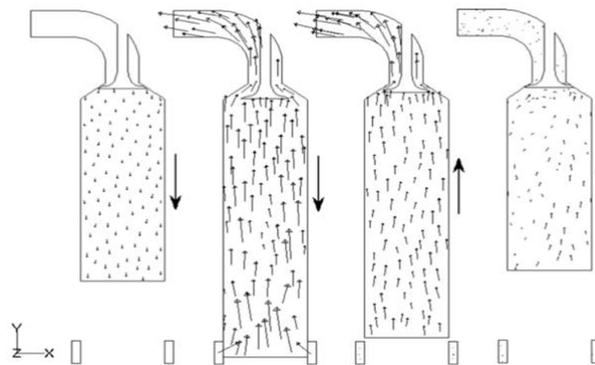


Рисунок 8 – Турбулентное поле скоростей в цилиндре

В этом процессе завихрение является смоделированным процессом, который вызван скопом, предусмотренным во впускных отверстиях. Именно там в момент впуска свежего заряда в цилиндр воздух начинает движение по спирали, что приводит к более качественной очистке цилиндра от отработавших газов и не дает произойти смешиванию свежего заряда с выхлопными газами.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе представлен газодинамический анализ процесса утилизации отработанных газов двухтактных двигателей на примере дизеля компании MAN B&W. Преобразовав имеющиеся расчеты и подставив в них значения других дизелей, мы можем имитировать процесс утилизации газов и завихрения, создаваемые в цилиндре на других моделях серии MC-C.

Модель, разработанная в рамках данного исследования, может использоваться как фундаментальная часть в разработке новых систем очистки двухтактных дизелей.

Изменяя форму цилиндра и камеры сгорания, мы можем найти более оптимальную геометрию втулки, которая сведет к минимуму процесс смешивания газов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Возницкий, И. В. Двигатели МАН В&W модельного ряда МС 50-98. Конструкция, эксплуатация, техническое обслуживание / И. В. Возницкий. – Москва: «МОРКНИГА», 2008. – 264 с.
2. Возницкий, И. В. Современные малооборотные двухтактные двигатели: учеб. пособие / И. В. Возницкий. – 2-е изд. – Москва: МОРКНИГА, 2007. – 124 с.
3. Конкс, Г. А. Современные подходы к конструированию поршневых двигателей: учеб. пособие / Г. А. Конкс, В. А. Лашко. – Москва: МОРКНИГА, 2009. – 388 с.
4. Макушев Ю.П., Полякова Т.А., Михайлова(Волкова) Л.Ю., Филатов А.В. Расчет систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания математическими методами: учеб. пособие. – Омск: СибАДИ, 2011. – 284 с.
5. Полковникова, Н. А. Научные и инженерные расчеты в среде Matlab: учеб. пособие / Н. А. Полковникова. – Москва: МОРКНИГА, 2019. – 143 с.

### CFD-ANALYSIS OF THE EXHAUST GAS UTILIZATION OPERATION IN THE TWO-STROKE ENGINE MAN B&W 6S50MC-C

K.S. Dorosh, postgraduate of the Department “Ship Power Plants”  
e-mail: kirdorosh@gmail.com  
Baltic Fishing Fleet State Academy  
Kaliningrad State Technical University

L.Y. Volkova, candidate of technical sciences, assistant professor  
of the department “Ship Power Plants and power engineering”  
e-mail: larisa.volkova@klgtu.ru  
Kaliningrad State Technical University

This work is devoted to computational fluid analysis based on a two-stroke engine MAN B&W 6S60MC-C, which is used as the main engine on the vessels of the cargo fleet with a deadweight of more than 30 thousand tons. The process of calculating and constructing a computational gas-dynamic model based on the Mathworks Matlab software package using additional modules for CFD analysis is described in detail. Based on the technical characteristics of the propulsion system, an air charge was calculated and turbulent flows in the cylinder were considered. All calculations are based on practical indexing carried out on a real engine, supported by calculations based on the Navier-Stokes and Reynolds formulas. Based on the calculations, the corresponding conclusions are made and the vector of development of scientific research on the topic under study is proposed.

**Key words:** *computational fluid dynamics analysis, exhaust gas, two stroke engine, Matlab*