

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время активно развиваются двигатели внутреннего сгорания, работающие на газовом топливе, в частности, в крупных судовых малооборотных двигателях (МОД) изучается и развивается применение в одном рабочем процессе двух видов топлива – газового и дизельного. Так как в таких двигателях воспламенение происходит от сжатия, а газовое топливо от сжатия не воспламеняется (подобно дизельному топливу) при увеличении давления. Для воспламенения газа используют зажигание от электрической искры или от запальной дозы дизельного топлива (*pilot injection*). Горение запальной дозы уже вызывает воспламенение основной дозы топлива — газа. Впрыск газа происходит во время такта сжатия (газовые форсунки располагаются в середине цилиндра) (см. рисунок 1).

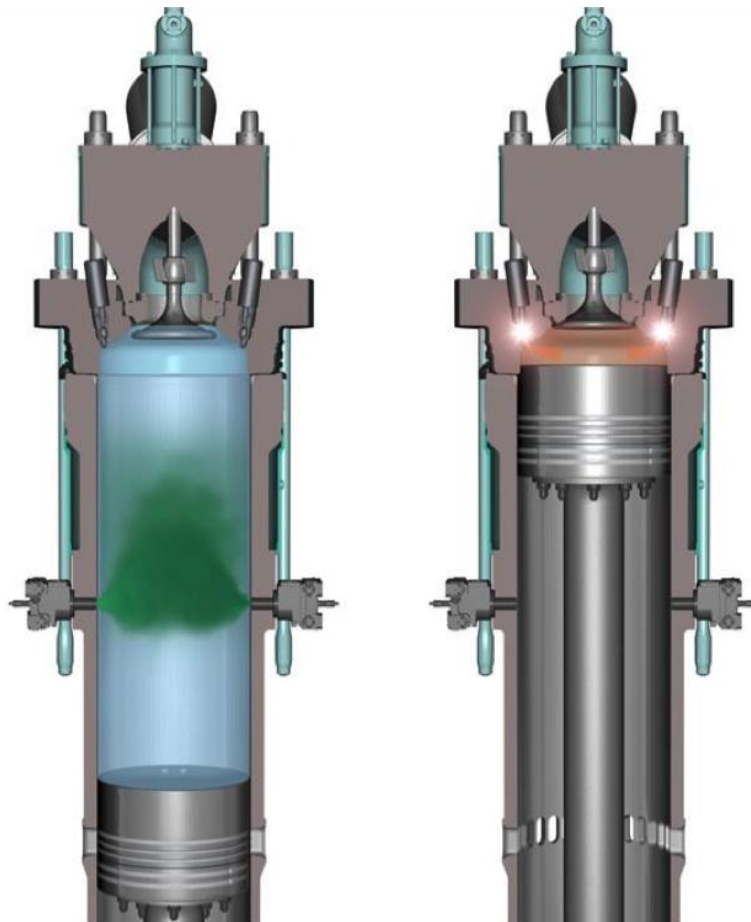


Рисунок 1 – Подача газа (слева) и сгорание (справа) в МОД [1, с.3]

Таким образом, внутри цилиндра во время такта сжатия располагается: свежий заряд, продукты сгорания и газ, являющийся основной дозой топлива. Для изучения рабочего процесса необходимо знать поля скоростей и концентраций этих газов в цилиндре, которые были получены с помощью методов CFD-моделирования в программном комплексе [FlowVision](#).

Условные обозначения и сокращения

- *ДВС* - двигатель внутреннего сгорания
- *МОД* - малооборотный двигатель
- *deg CA / град ПКВ / УПКВ* - угол поворота коленчатого вала [град]
- *TDC / ВМТ* - верхняя мёртвая точка
- *BDC / НМТ* - нижняя мёртвая точка
- *IPO* - угол открытия впускных органов (окон) до НМТ [УПКВ]
- *IPC* - угол закрытия впускных органов (окон) после НМТ [УПКВ]
- *EVO* - угол открытия выпускного клапана до НМТ [УПКВ]
- *EVC* - угол закрытия выпускного клапана после НМТ [УПКВ]
- ε - степень сжатия [б/р]
- n - номинальная частота вращения коленчатого вала ДВС [1/мин]
- N_e - номинальная мощность ДВС [кВт]
- g_e - удельный эффективный расход топлива ДВС [кг/кВт·ч]
- $q_{ц}$ - цикловая подача топлива [г]
- η_v - коэффициент наполнения цилиндра ДВС [б/р]
- π_K - степень повышения давления компрессора [б/р]
- θ - угол опережения впрыска топлива [УПКВ]
- p_z - максимальное давление цикла ДВС [бар]
- $\frac{dp}{d\phi}$ - жёсткость цикла (сгорания) ДВС [бар/УПКВ]
- T_t^* - средняя температура перед турбиной [К]

1 Подбор начальных и граничных условий, идентификация прототипа

В качестве объекта исследования был выбран малооборотный крупный дизель 6ДНК70/280, прототипом которого является **MAN 6S70ME-C8.2-GI-TH**.

1.1 Верификация прототипа с использованием термодинамической модели

Для проведения CFD-расчёта необходимо задавать начальные и граничные условия, для определения которых можно использовать термодинамическую модель рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания. Такая модель лежит в основе ПК Дизель-РК [2]. С использованием данного программного комплекса была проведена идентификация прототипа и оптимизирован рабочий процесс, в частности выбраны оптимальные:

- степень сжатия, ε ;
- фазы газораспределения (из условия наибольшего коэффициента наполнения η_v);
- угол опережения впрыска, θ ;
- давление наддува (степень повышения давления компрессора, π_K);
- для номинального режима (19620 кВт при 91 об/мин) с целью получения удельного эффективного расхода топлива g_e не более 0,2 кг/кВт·ч, при удовлетворении следующим ограничениям и условиям:
- обеспечения требуемой мощности N_e 19620 кВт при номинальной частоте вращения $n = 91$ об/мин
- максимальное давление цикла p_z не более 210 бар;
- максимальная жесткость цикла $\frac{dp}{d\phi}$ не более 7 бар/градус ПКВ;
- средняя температура перед турбиной T_t^* не более 800 К; (результаты расчёта см. в Приложении А).

Таким образом, проводим идентификацию математической модели ПК Дизель-РК для обеспечения совпадения результатов моделирования с номинальной мощностью прототипа 6ДРНК70/280 (MAN 6S70ME-C8.2-GI-TII) с учётом заданных ограничений. Проводим одномерное сканирование по степени сжатия ε и степени повышения давления в компрессоре π_K . Выбираем значение с для опеспечения принятых ограничений: $\varepsilon = 15,5$ и $\pi_K = 3,7$ (см. рисунок 1.1).

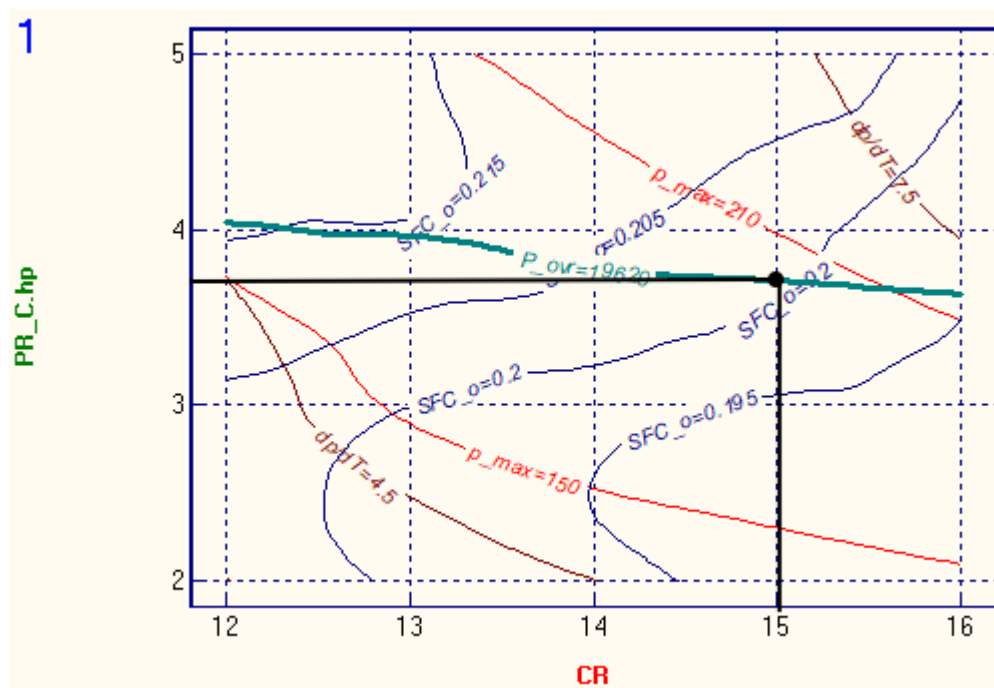


Рисунок 1.1 – Результат двумерного сканирования по степени сжатия по степени сжатия ε (ось абсцисс) и степени повышения давления в компрессоре π_K (ось ординат)

Для обеспечения наибольшего коэффициента наполнения проводим оптимизацию по углам открытия клапана/впускных органов (см. рисунок 1.2). Так как двигатель двухтактный и впуск происходит через впускные окна, то IVO = IVC. Также определяем оптимальный угол открытия выпускного клапана (см. рисунок 1.3) с учётом ограничений.

В итоге, принимаем:

- $IVO = IVC = 46^\circ$
- $EVC = 46^\circ$
- $EVO = 71^\circ$

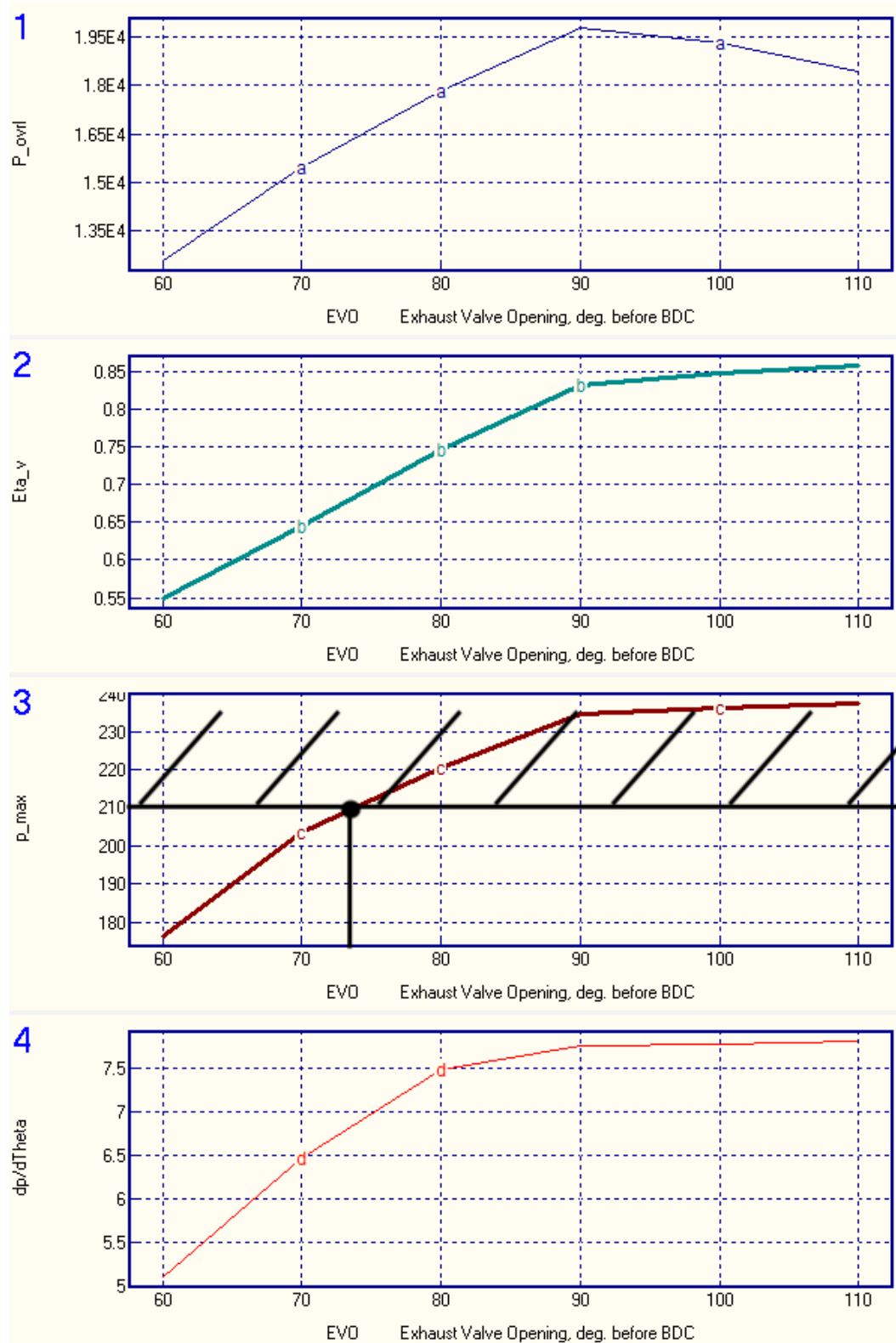


Рисунок 1.2 – Исследование влияния углов начала впуска (IPO) и конца выпуска (EVC) на параметры оптимизации двигателя

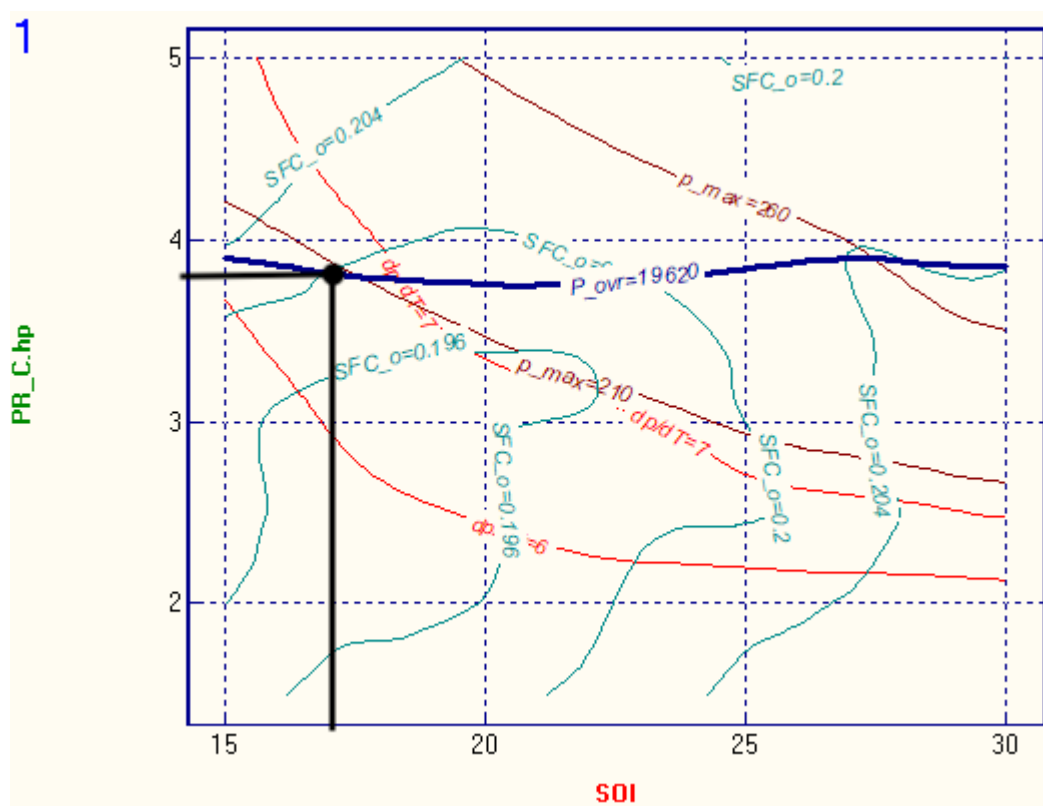


Рисунок 1.3 – Исследование угла открытия выпускного клапана (EVO)

Проводим окончательную оценку по степени повышения давления в компрессоре π_K и углу опережения впрыска θ (см. рисунок 1.4).

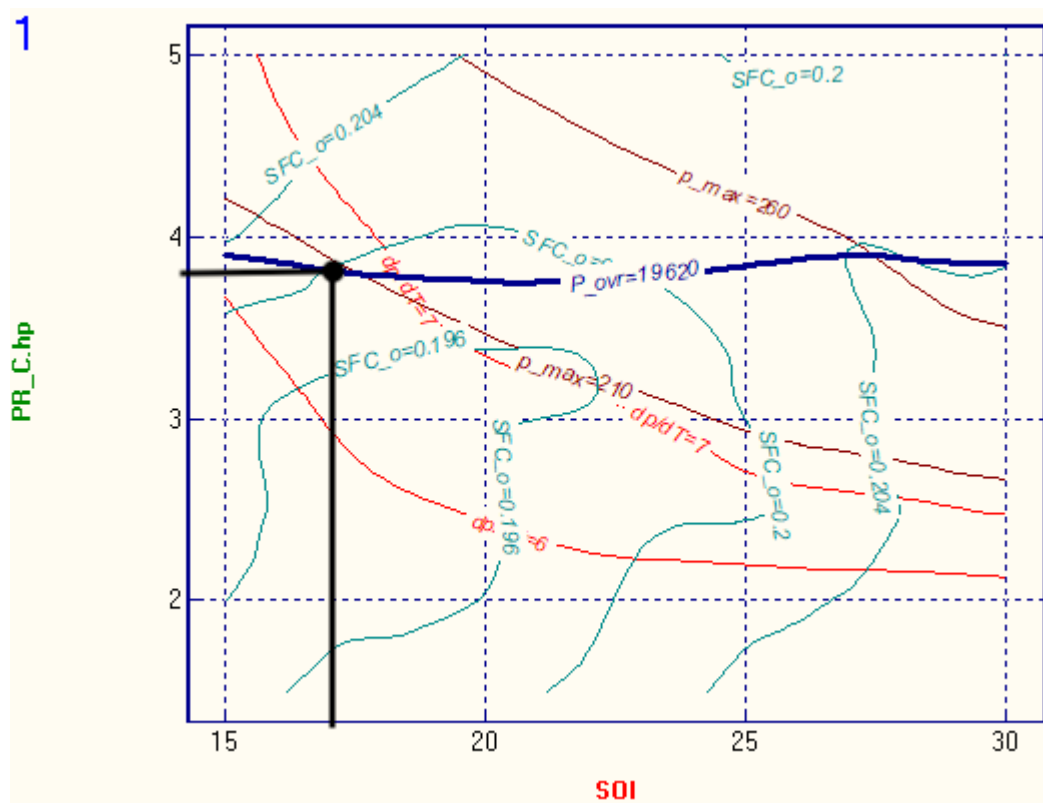


Рисунок 1.4 – Зависимость N_e , g_e , p_z , $\frac{dp}{d\phi}$ от θ и π_K

После проведённой оптимизации было проведёно термодинамическое моделирование двигателя (см. Приложение А). Определены интегральные параметры двигателя (значения осреднённых параметров) - таких как давление и температура внутри цилиндра от угла поворота коленчатого вала. На основе этих данных можно получить начальные и граничные условия.

1.2 Определение начальных и граничных условий

CFD-моделирование было решено проводить с момента открытия выпускного клапана (EVO), который был определён при идентификации прототипа – начальные условия (для давления и температуры) внутри цилиндра принимаем именно для этого момента времени. Момент открытия выпускного клапана обозначен синей точкой (см. рисунок 1.5).

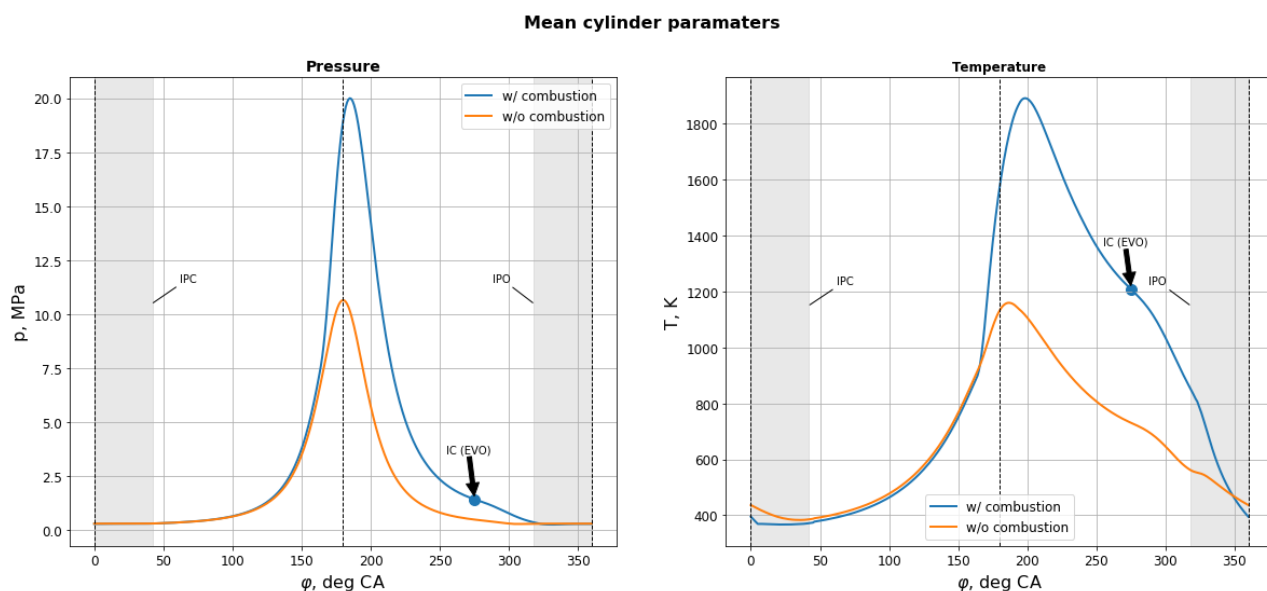


Рисунок 1.5 – Интегральные параметры внутри цилиндра (синей точкой обозначен момент открытия выпускного клапана - EVO)

Таким образом начальные условия в цилиндре:

- $p_{cyl0} = 1,442$ (МПа), абсолютное давление
- $T_{cyl0} = 1208,8$ (К)
- $z_{cyl0} = 0,92549$ (м), смещение цилиндра относительно НМТ

Для определения граничных условий на впуске и выпуске используем параметры во впускном и выпускном коллекторах соответственно, которые также были получены при идентификации двигателя (см. рисунок 1.6).

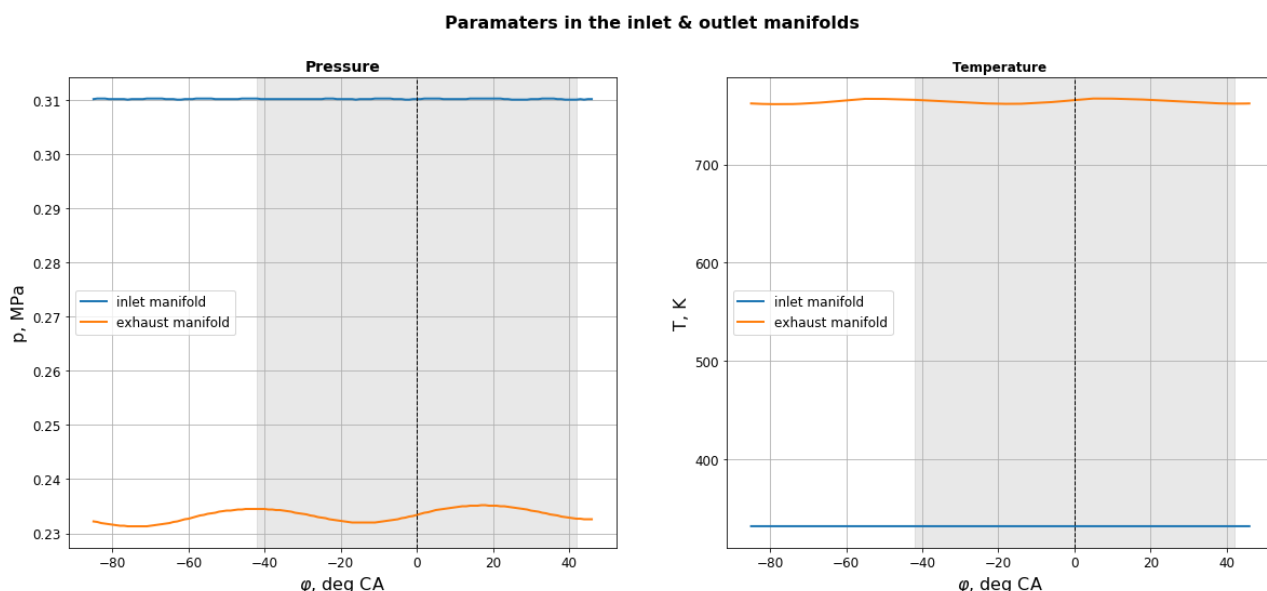


Рисунок 1.6 – Интегральные параметры во впускном и выпускном коллекторах
соответственно

Так как во время рабочего процесса колебания давления и температуры в коллекторах незначительны, то для определения граничных условий принимаем средние значения этих параметров:

- Граничные условия на впуске:
 - ($p_{inlet} = 0.3102$ (МПа), абсолютное давление)¹
 - $T_{inlet} = 332.0$ (K)
- Граничные условия на выпуске:
 - $p_{outlet} = 0.2333$ (МПа), абсолютное давление
 - $T_{outlet} = 769.3$ (K)

¹ - давление на впуске при расчёте не использовалось и представлено как справочное значение

Для лучшей сходимости процесса решения предпочтительней задавать на входе в расчётную область скорость/расход. Параметры расхода для впуска также были определены при идентификации двигателя (см. рисунок 1.7).

Определяем максимальные значения расхода через впрыскивания. Принимаем, что 85% [3, т. II с. 340] всей цикловой подачи составляет газовое топливо:

$$q_{цGas} = 0.85q_{ц} = 0.85 \cdot 115.64 = 98.294 \text{ (г)}$$

Оцениваем время впрыскивания (четверть оборота коленчатого вала):

$$t_{inj} \approx \frac{1}{6n} 45^\circ = 0,0815 \text{ (с)}$$

Получаем максимальное значение относительного расхода (A - сечение впускного отверстия диаметром 10 мм):

$$\rho U_{max} = \frac{q_{цGas}}{t_{inj}A}$$

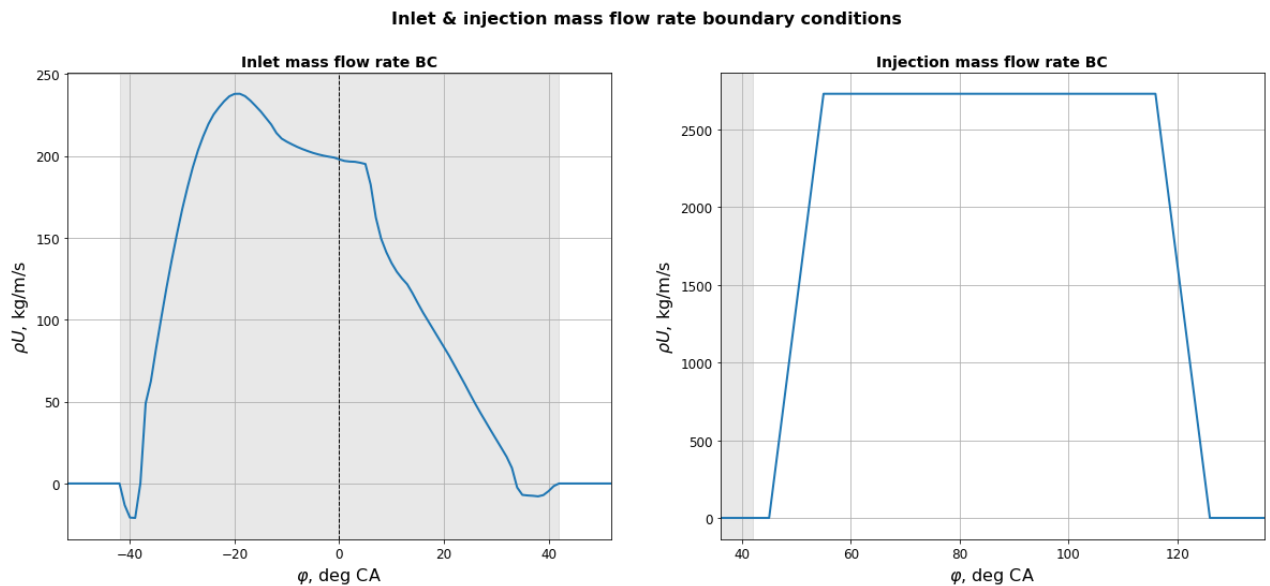


Рисунок 1.7 – Отнесённый к площади массовый расход через впускные окна (слева) и газовую форсунку (справа)

При идентификации были также определены и законы движения поршня и выпускного клапана (см. рисунок 1.8).

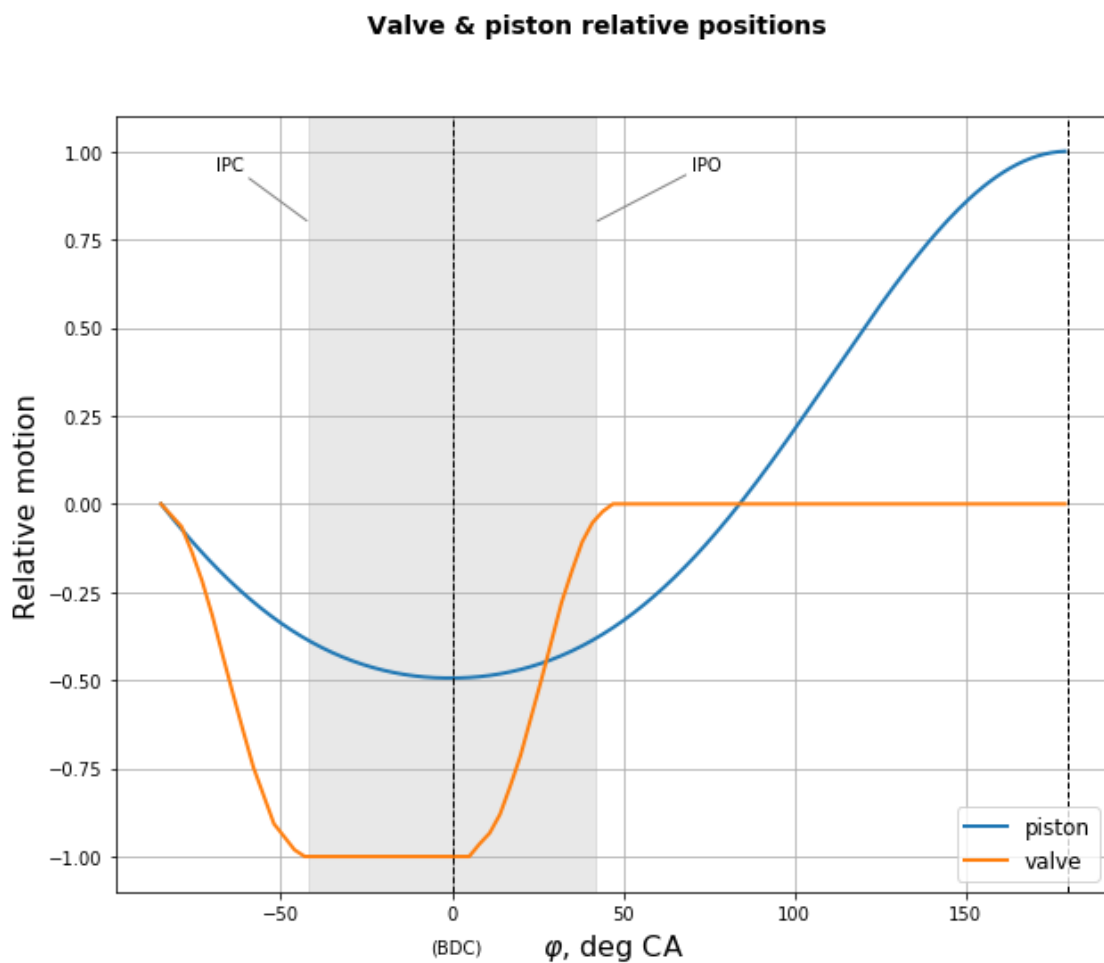


Рисунок 1.8 – Относительный ход поршня и клапана (для поршня за нулевое положение принята НМТ)

Таким образом, схема граничных и начальных условий будет выглядеть следующим образом (см. рисунок 1.9):

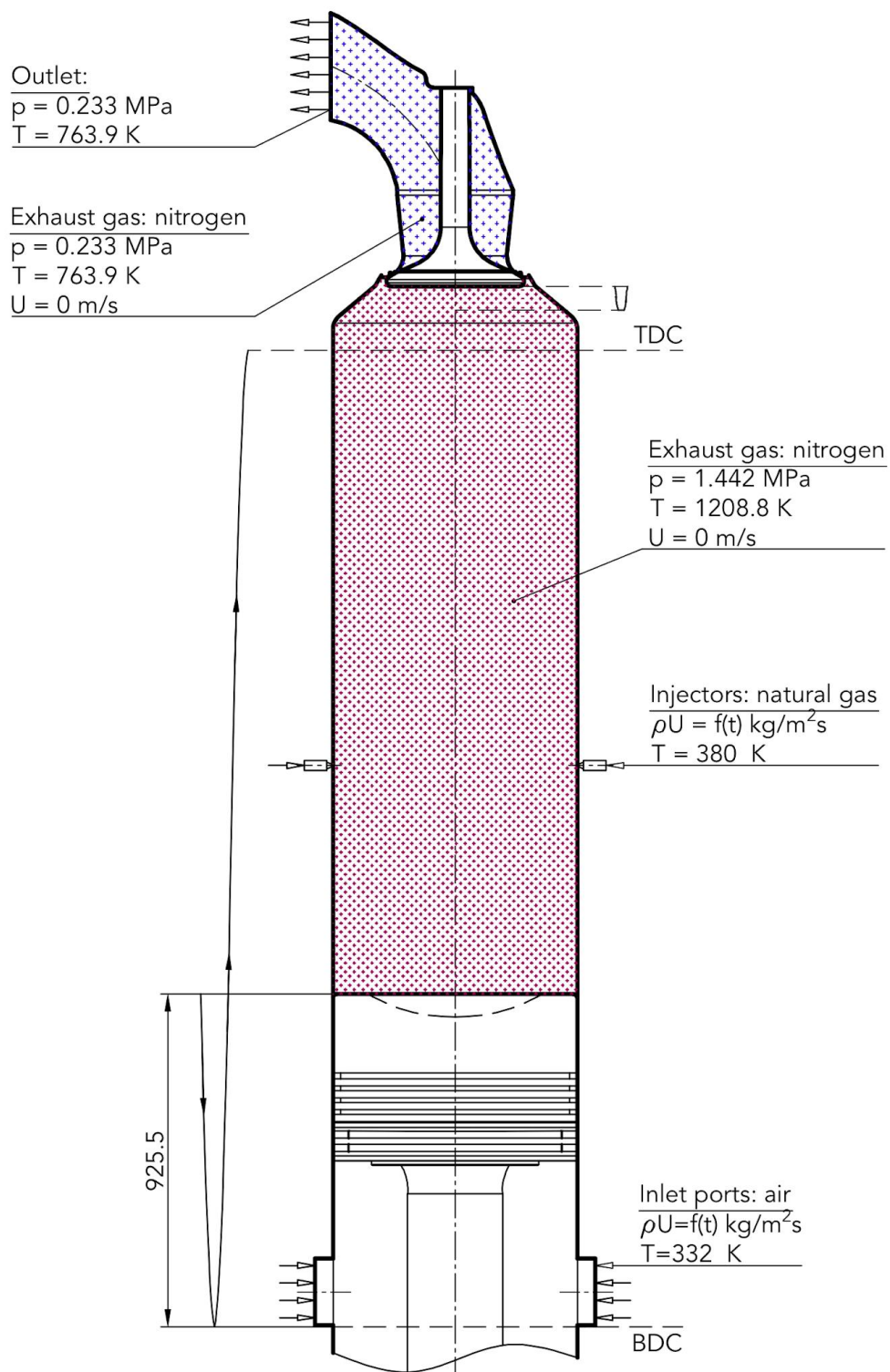


Рисунок 1.9 – Схема граничных и начальных условий

При горении природного газа большую часть отработавших газов составляет азот (до 70%) [3]. Однако, для упрощения расчётов именно азот и был принят в качестве отработавших газов.

2 Расчёт во FlowVision

На основе чертежа из сервисной книги [4] была построена твердотельная модель геометрии для проведения расчётов (см. рисунок 2.1).



Рисунок 2.1 – Твердотельная модель расчётной области

Была упрощена геометрия межклапанной щели – убраны лабиринтные уплотнения (см. рисунок 2.2).

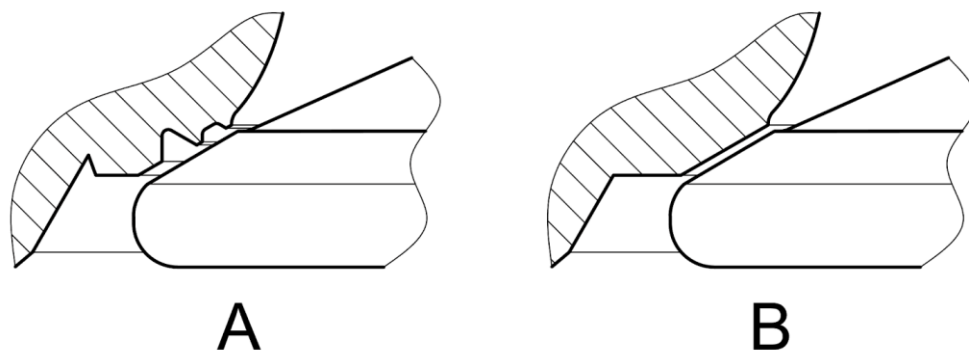


Рисунок 2.2 – Клапанная щель: действительная (А), упрощённая (В)

Также была упрощена и конструкция форсунки, которая была заменена цилиндром диаметром 8 мм.

2.1 Подготовительные расчёты

Для определения параметров сетки и проверки адекватности получаемых результатов было решено провести серию расчётов на четверти расчётной области для экономии вычислительных ресурсов и уменьшения времени счёта.

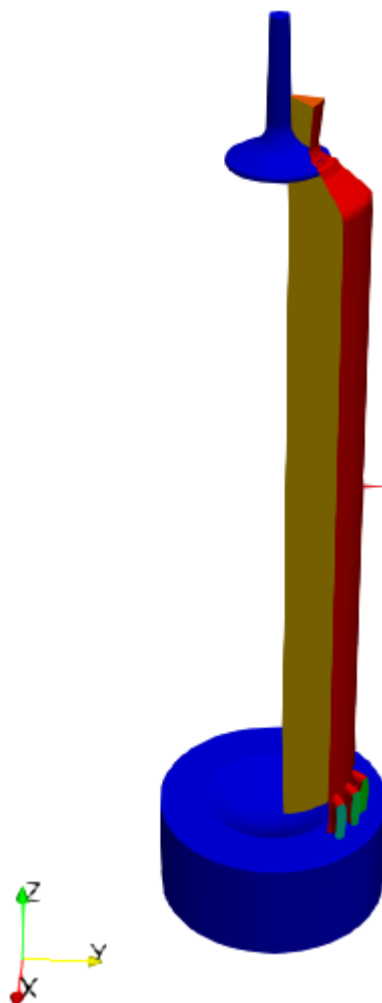


Рисунок 2.3 – Твёрдотельная модель расчётной области для проведения подготовительных расчётов

При задании параметров проекта во FlowVision на этапе подготовительных расчётов на плоскостях сечения моделируемой области были использованы граничные условия симметрии. Подвижные тела (такие как клапан и поршень) - были заданы модификаторами, их закон движения известен (см. рисунок 1.8) и был задан был продифференцирован для получения закона движения в виде $U(t)$: во FlowVision задание закона движения подвижных частей возможно только через задание их соответствующих скоростей.

Valve & piston velocity

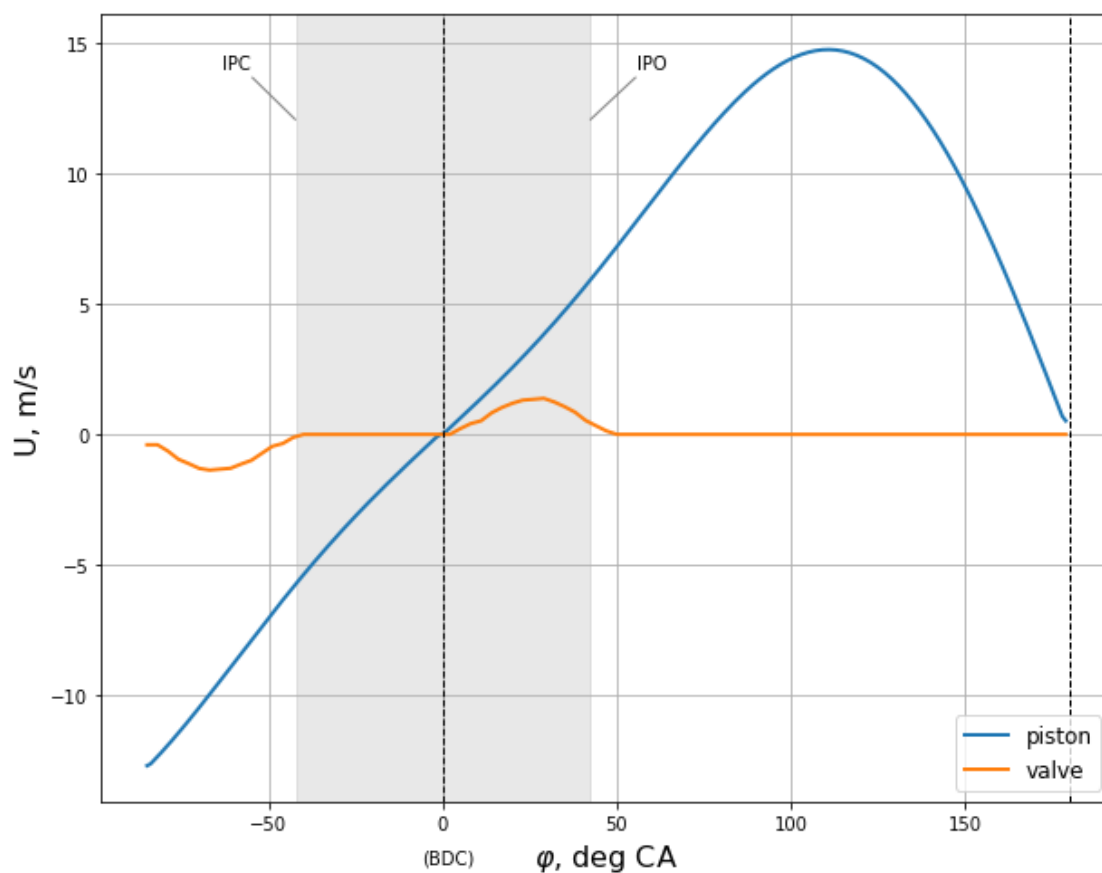


Рисунок 2.4 – Законы движения подвижных деталей

В ходе расчётов использовалась модель зазора, при использовании которой удалось уйти от прямого численного моделирования течения в клапанной щели. Также была проведена серия расчётов при разных степенях адаптации сетки – 1, 2 и 3 (максимальное число ячеек 4875, 23531 и 85099 соответственно) (см. рисунок 2.5).

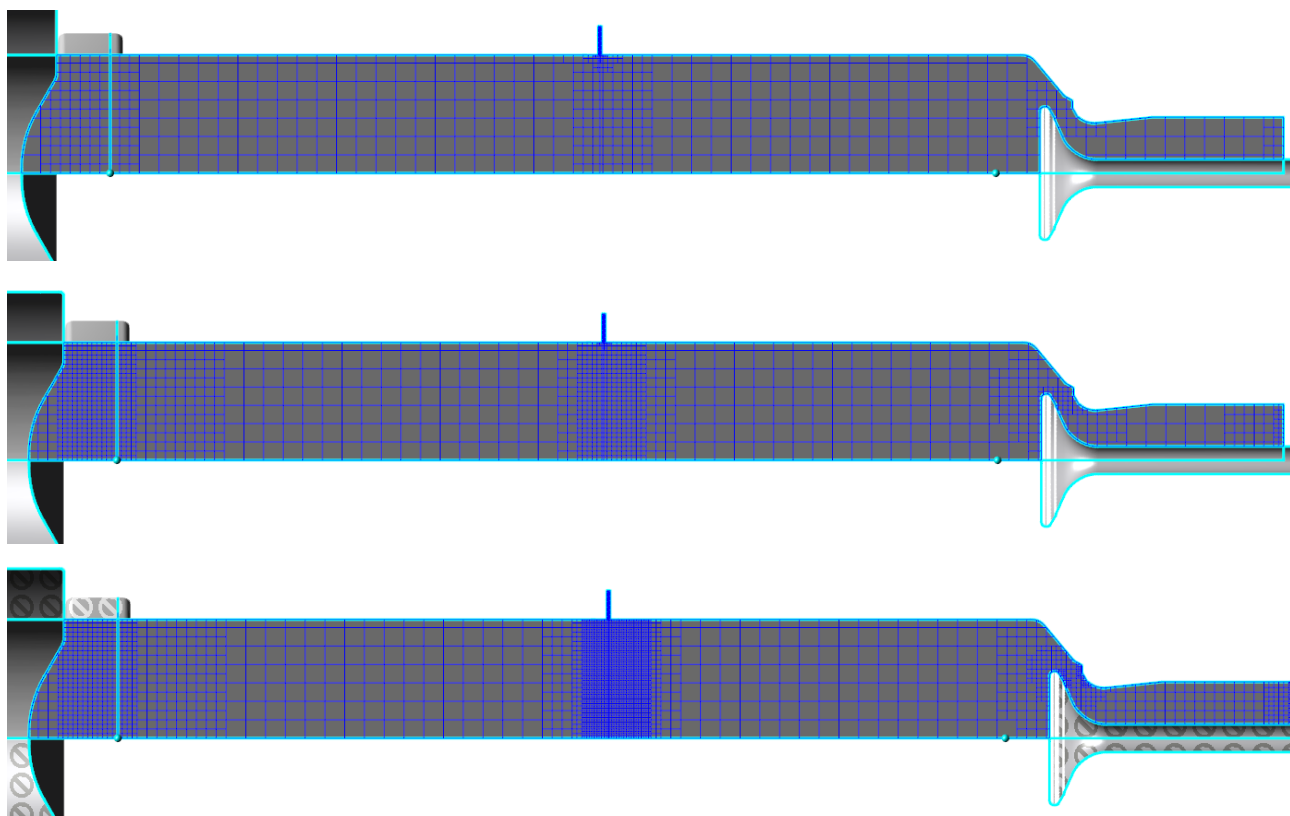


Рисунок 2.5 – Варианты расчётной сетки от минимальной (1) до максимальной степени адаптации (3) (максимальное число ячеек 4875, 23531 и 85099 соответственно)

Для проведения валидации расчёта было проведено сравнение интегральных показателей в цилиндре с данными полученными в Дизель-РК. Достаточная сходимость по интегральным данным была достигнута уже даже на самой грубой сетке (см. рисунок 2.6).

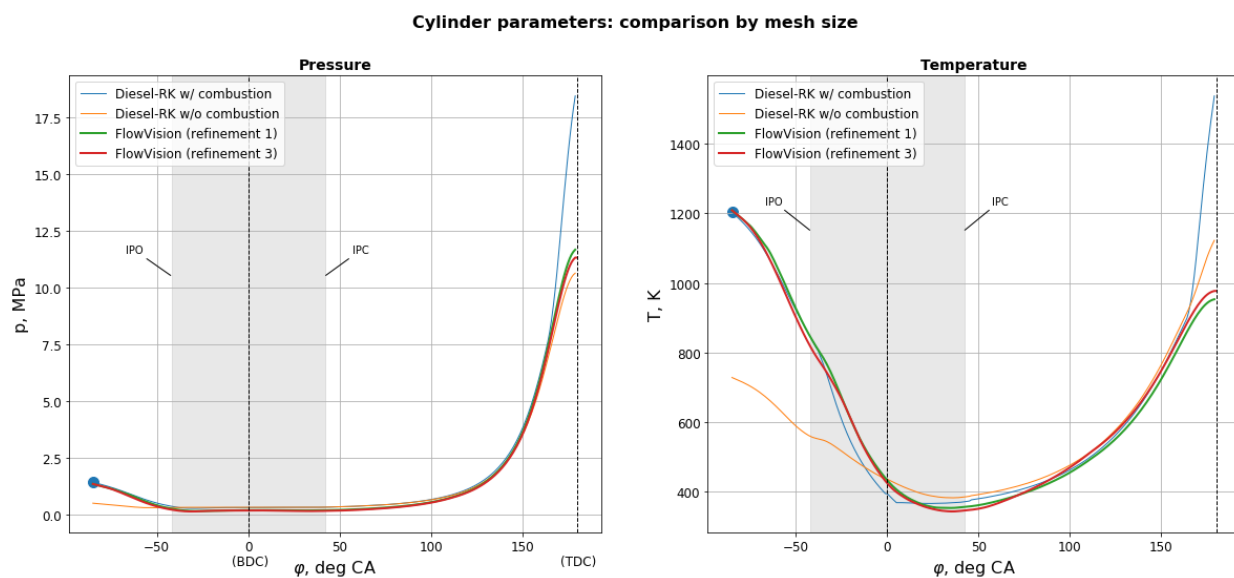


Рисунок 2.6 – Сравнение интегральных параметров в цилиндре

Также было проведено сравнение расхода на выходе (см. рисунок 2.7). Колебания расхода на начальном этапе выпуска вызваны не проявлением неустойчивости расчёта, а колебательным процессом в выпускном канале — отражением волны от открытого конца трубы.

Outlet mass flow rate: comparison by mesh size

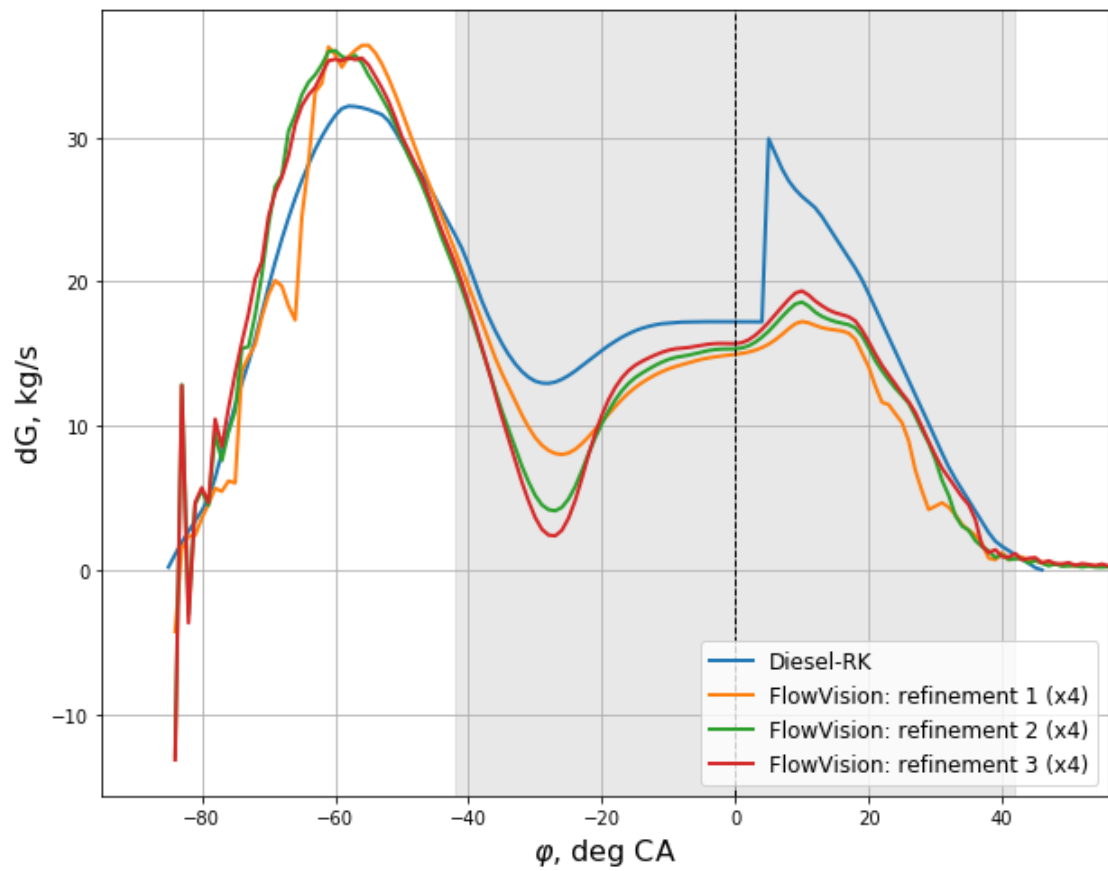


Рисунок 2.7 – Сравнение расходов на выходе из расчётной области при разной степени адаптации сетки

Cylinder mass: comparison by mesh size

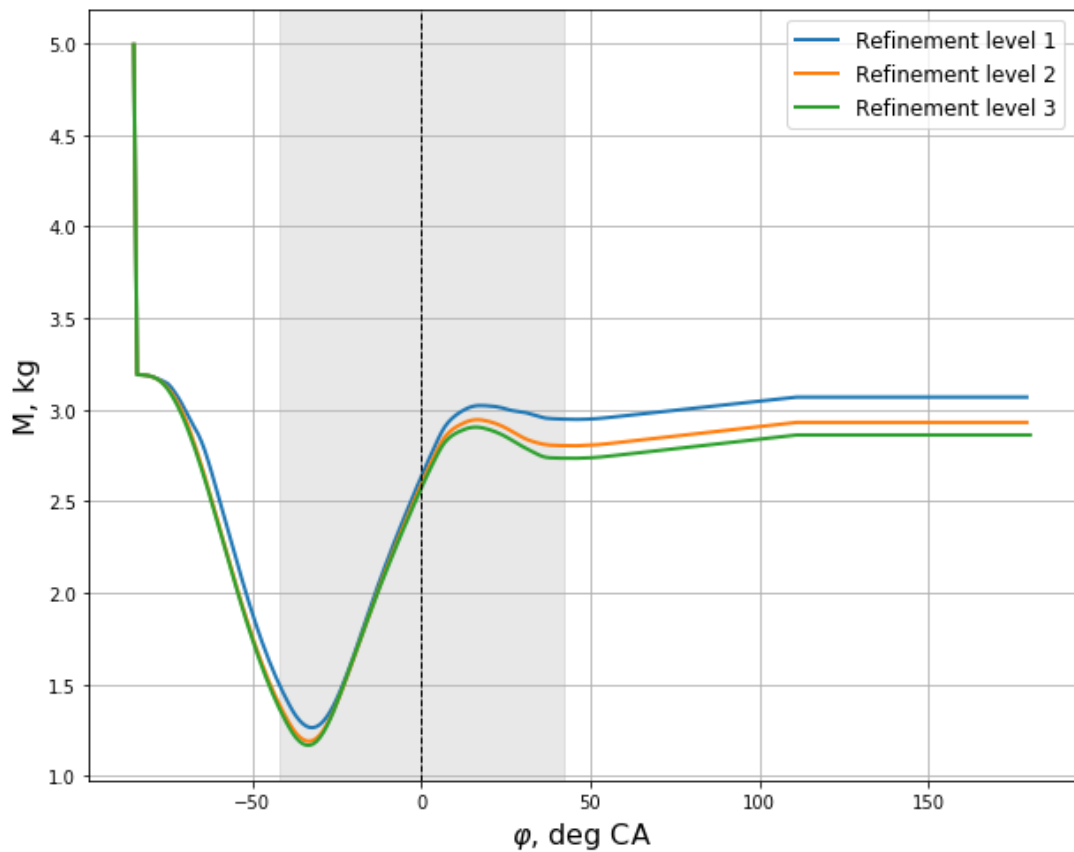


Рисунок 2.8 – Сравнение массы в цилиндре при разной степени адаптации сетки

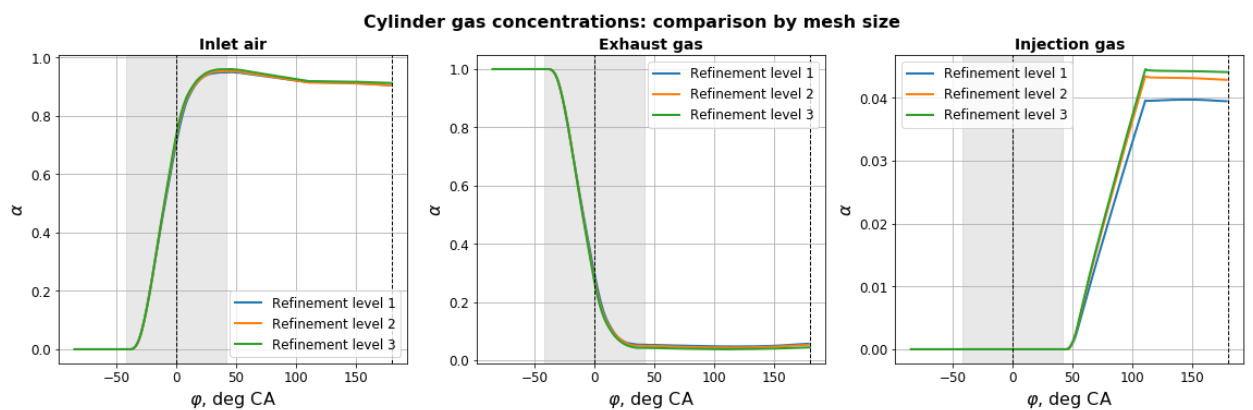
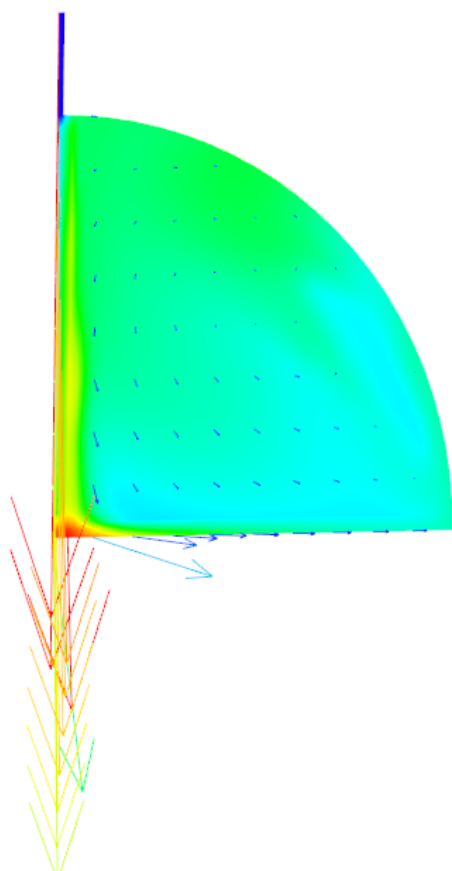


Рисунок 2.9 – Сравнение концентраций газов в цилиндре при разной степени адаптации сетки

Пример полученных результатов:

Время = 0.32681 с
 Номер шага = 7216
 phi = 96.400 deg CA

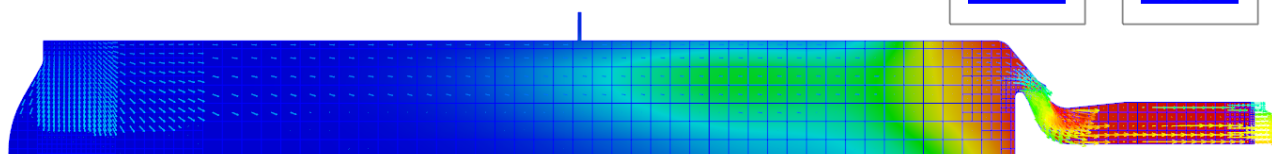


T, injection	
289.16	
270.9	
252.64	
234.38	
216.12	
197.86	
179.6	
161.34	
143.08	
124.82	
106.56	

U, injection	
1250	
1125.4	
1000.7	
876.07	
751.43	
626.79	
502.15	
377.51	
252.86	
128.22	
3.579	

Рисунок 2.10 – Поперечное сечение поля температуры свежего заряда зоны впрыскивания природного газа

Время = 0.15195 с
 Номер шага = 3355
 phi = -0.125 deg CA



alphaEsh	
1	
0.9	
0.8	
0.7	
0.6	
0.5	
0.4	
0.3	
0.2	
0.1	
0	

U	
315.5	
284.63	
253.76	
222.9	
192.03	
161.16	
130.29	
99.42	
68.551	
37.682	
6.8134	

Рисунок 2.11 – Осевое сечение поля концентрации остаточных газов во время продувки (поршень в НМТ)

Стоит сказать, что использование граничных условий симметрии и моделирование четверти рабочего объёма цилиндра допустимо только для подготовительного этапа расчёта, так как:

- течение газа в двигателях внутреннего сгорания не является симметричным
- струя впрыскиваемого газа "растекается" по ГУ симметрии (см. рисунок 2.12) - в действительности две встречных струи должны взаимодействовать между собой (см. рисунок 1)
- образуется вихрь перпендикулярный оси цилиндра лежащий в данном секторе (см. рисунки 2.13 - 2.14), в действительности должно быть как при моделировании полной расчётной области (см. рисунки 2.18 - 2.20) – один вихрь вокруг оси

Время = 0.32681 с
Номер шага = 7216
 $\phi = 96.400$ deg CA

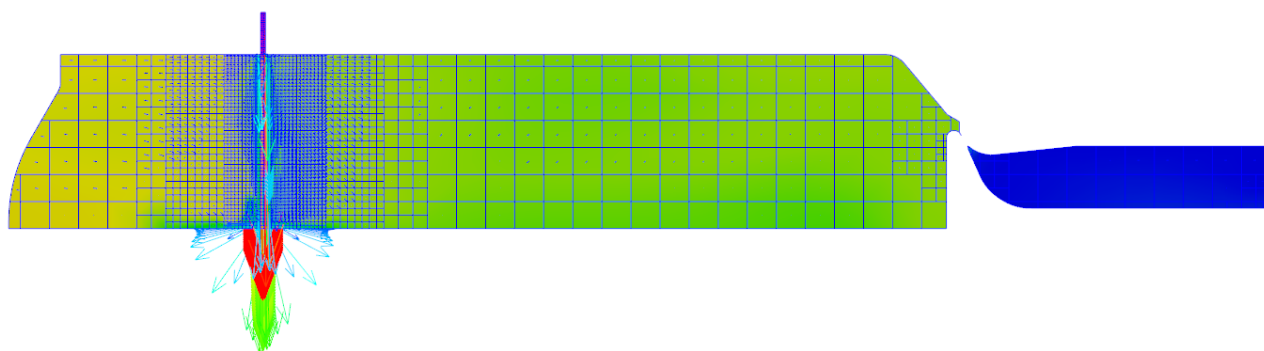
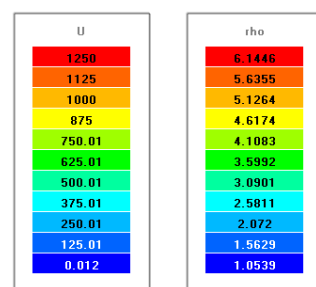
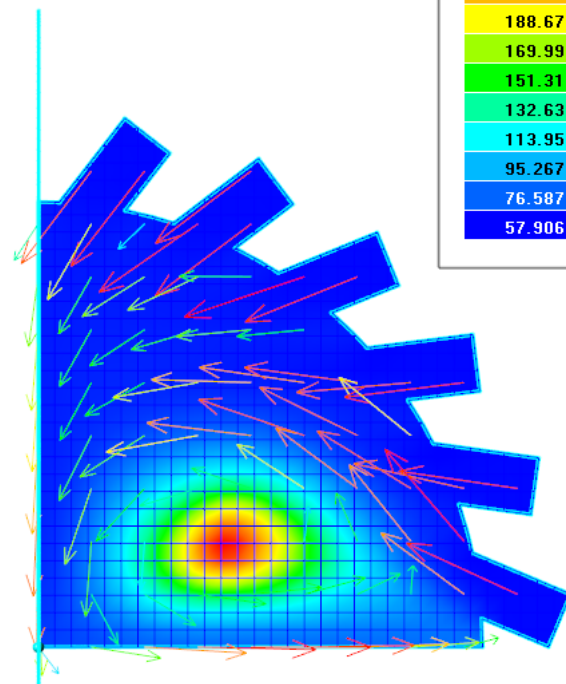


Рисунок 2.12 – Осевое сечение во время впрыскивания

Время = 0.11309 с
 Номер шага = 2497
 phi = -21.575 deg CA

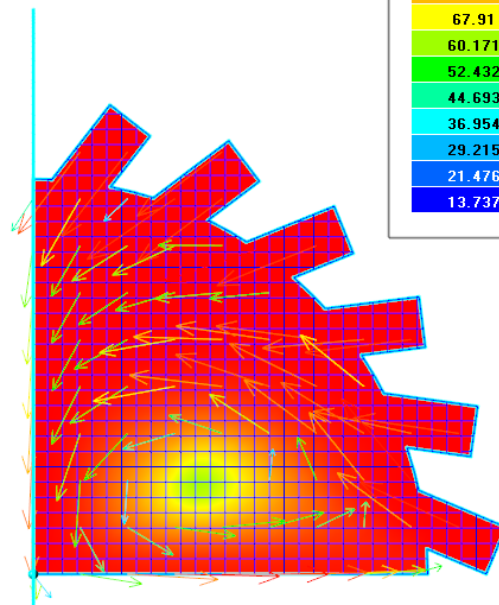


T, inlet	
244.71	
226.03	
207.35	
188.67	
169.99	
151.31	
132.63	
113.95	
95.267	
76.587	
57.906	

U, inlet	
91.127	
83.388	
75.649	
67.91	
60.171	
52.432	
44.693	
36.954	
29.215	
21.476	
13.737	

Рисунок 2.14 – Поперечное сечение поля температуры зоны впускных окон

Время = 0.11309 с
 Номер шага = 2497
 phi = -21.575 deg CA



U, inlet	
91.127	
83.388	
75.649	
67.91	
60.171	
52.432	
44.693	
36.954	
29.215	
21.476	
13.737	

alphaAir, inlet	
1	
0.9	
0.8	
0.7	
0.6	
0.5	
0.4	
0.3	
0.2	
0.1	
0	

Рисунок 2.15 – Поперечное сечение поля концентрации свежего заряда зоны впускных окон

2.2 Моделирование полной расчётной области

Для полноценного расчёта использовалась геометрия представления на рисунке 2.1. Возможно было проводить расчёт для половины расчётной области задавая на плоскости симметрии периодические граничные условия. Однако во FlowVision присутствует ограничение: подвижное тело (в данном случае и поршень, и клапан) не должны пересекать поверхность периодического граничного условия. В итоге, проводилось моделирование полной расчётной области. Примеры результатов моделирования в полной постановке представлены на рисунках 2.18 - 2.23. При моделировании использовалась сетка, максимальное число ячеек которой составляло 340396. Законы движения подвижных тел – поршня и клапана (см. рисунок 2.4) были также заданы модификаторами. Также использовалась упрощенная геометрия клапанной щели (см. рисунок 2.2, В) и форсунки, которая была заменена цилиндром диаметром 8 мм (см. главы 2, 2.1).

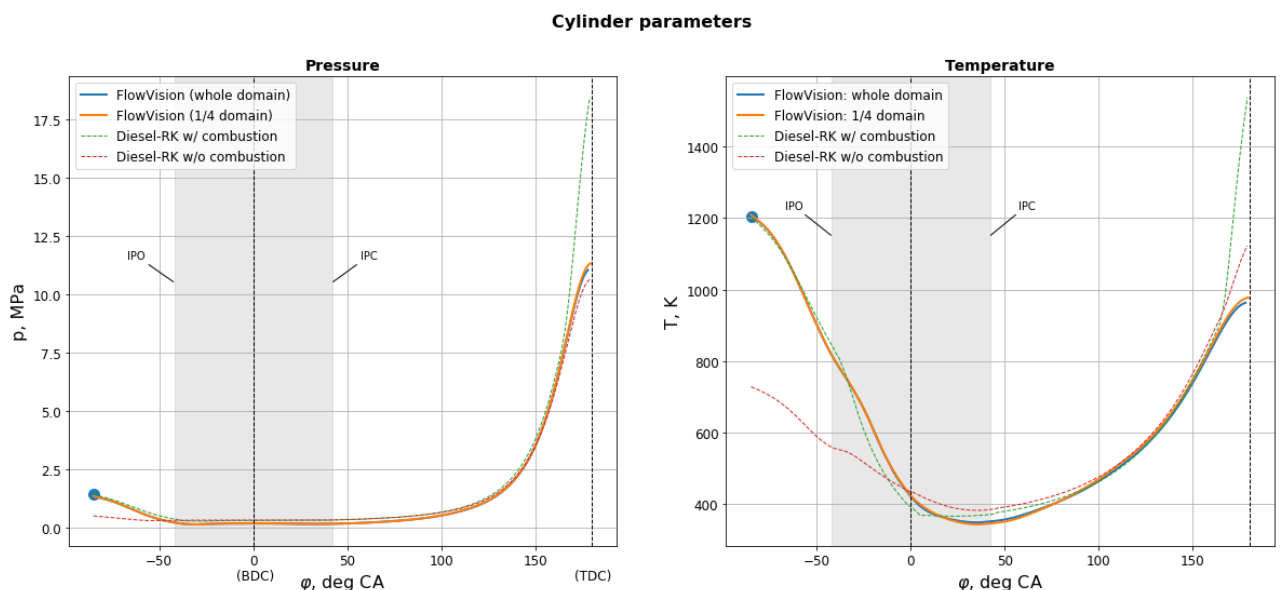


Рисунок 2.16 – Интегральные параметры в цилиндре

Также проведём сравнение коэффициентов параметров газообмена с Дизель-РК:

- Коэффициент наполнения [5, с. 60]:

$$\eta_v = \frac{m_{1ц}}{\rho V_h} = \frac{m_{1ц} R_{air}}{p_{inlet} V_h} = 0,6842 ,$$

где $m_{1ц}$ - количество свежего заряда в цилиндре двигателя в начале сжатия, кг; $R_{air} \approx 287$ – удельная газовая постоянная воздуха, Дж/кг/К; V_h - рабочий объём цилиндра, куб.м.

Коэффициент наполнения определенный Дизель-РК: 0,85852.
Погрешность при сравнении с результатом полученным FlowVision 20,3 %.

- Коэффициент остаточных газов [5,с. 61]:

$$\gamma = \frac{M_r}{M_{1ц}} = 0,0603,$$

где M_r - количество остаточных газов в цилиндре двигателя в начале сжатия, моль; $M_{1ц}$ - количество свежего заряда в цилиндре двигателя в начале сжатия, моль.

Коэффициент остаточных газов определенный Дизель-РК: 0,04959.
Погрешность при сравнении с результатом полученным FlowVision 17,81 %.

- Коэффициент продувки [5,с. 62]:

$$\phi = \frac{m_{inlet}}{m_{1ц}} = 1,546 ,$$

где m_{inlet} - количество воздуха поступившего в цилиндр (определено с интегрированием кривой расхода (см. рисунок 1.7)), кг.

Коэффициент остаточных газов определенный Дизель-РК: 1,2970.
Погрешность при сравнении с результатом полученным FlowVision 16,11 %.

При сравнении коэффициентов газообмена с Дизель-РК стоит сказать, что в основе данного программного комплекса лежит термодинамическая

модель, которая определяет приближённые параметры ДВС. Также некоторая погрешность между полученными значениями могла быть внесена при обработке данных из FlowVision.

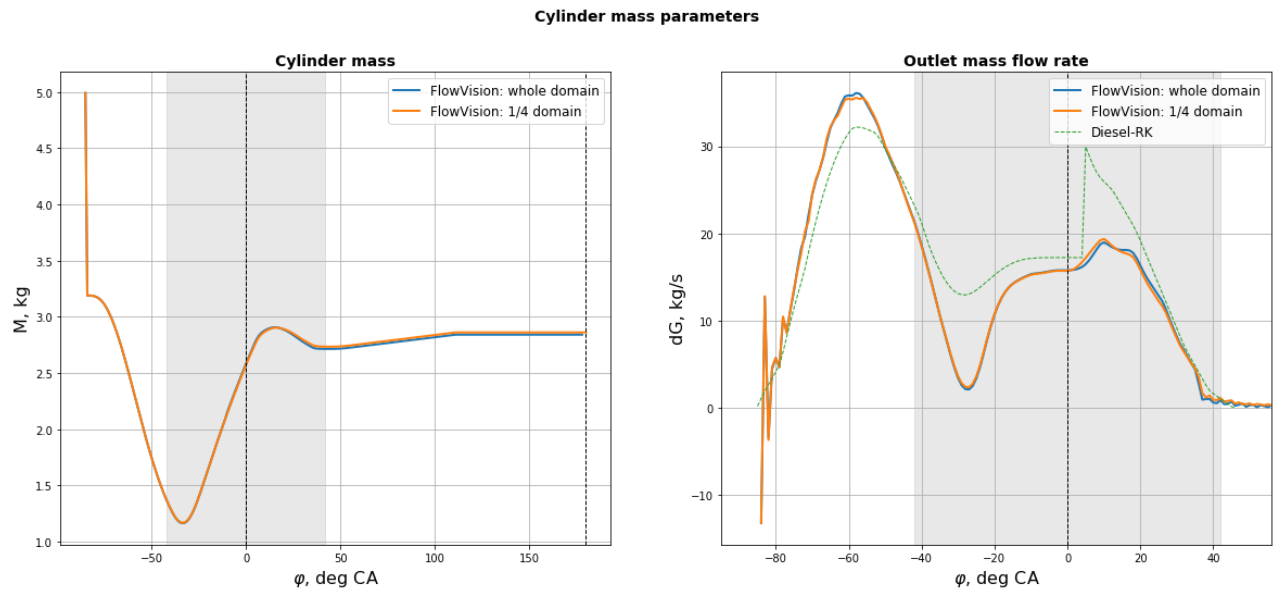


Рисунок 2.16 – Расход на выходе из расчётной области

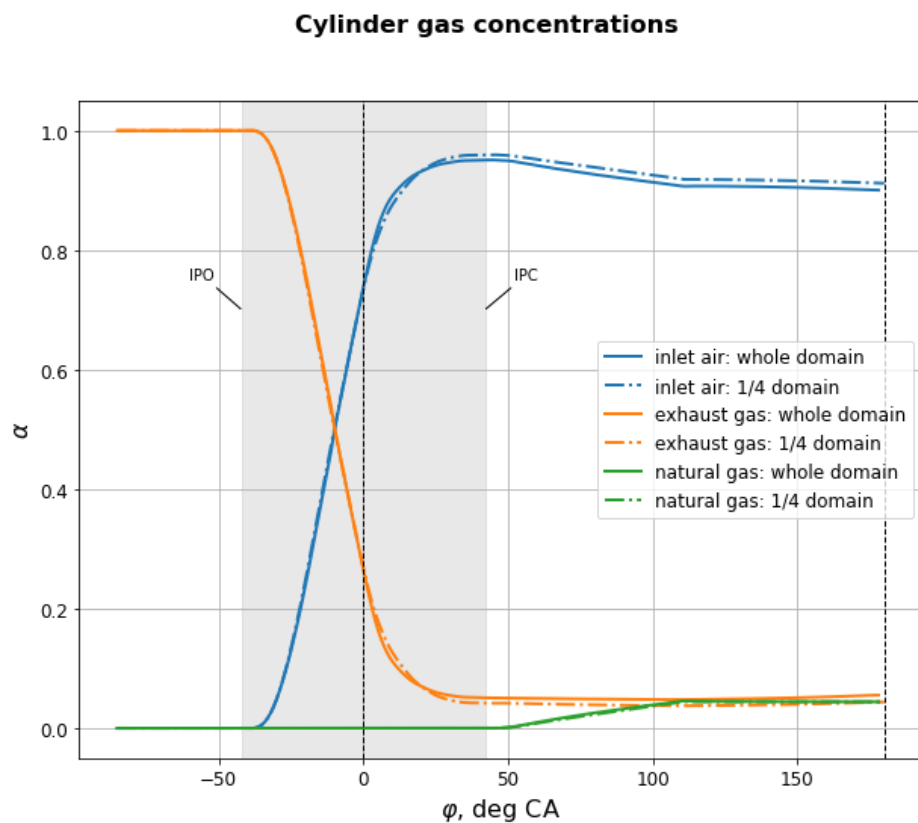


Рисунок 2.17 – Концентрации газов в цилиндре

При сравнении интегральных параметров для 1/4 и полной расчётной области (см. рисунки 2.15-2.17) не наблюдалось существенных отклонений. Таким образом, использование полученного на этапе подготовительных расчётов (см. главу 2.1) разрешения сетки при проведении моделирования уже полной расчётной области, не влияет на результаты моделирования. Данное разрешение расчётной сетки и было использовано далее.

Примеры полученных результатов:

Время = 0.10960 с
Номер шага = 2420
phi = -23.500 deg CA

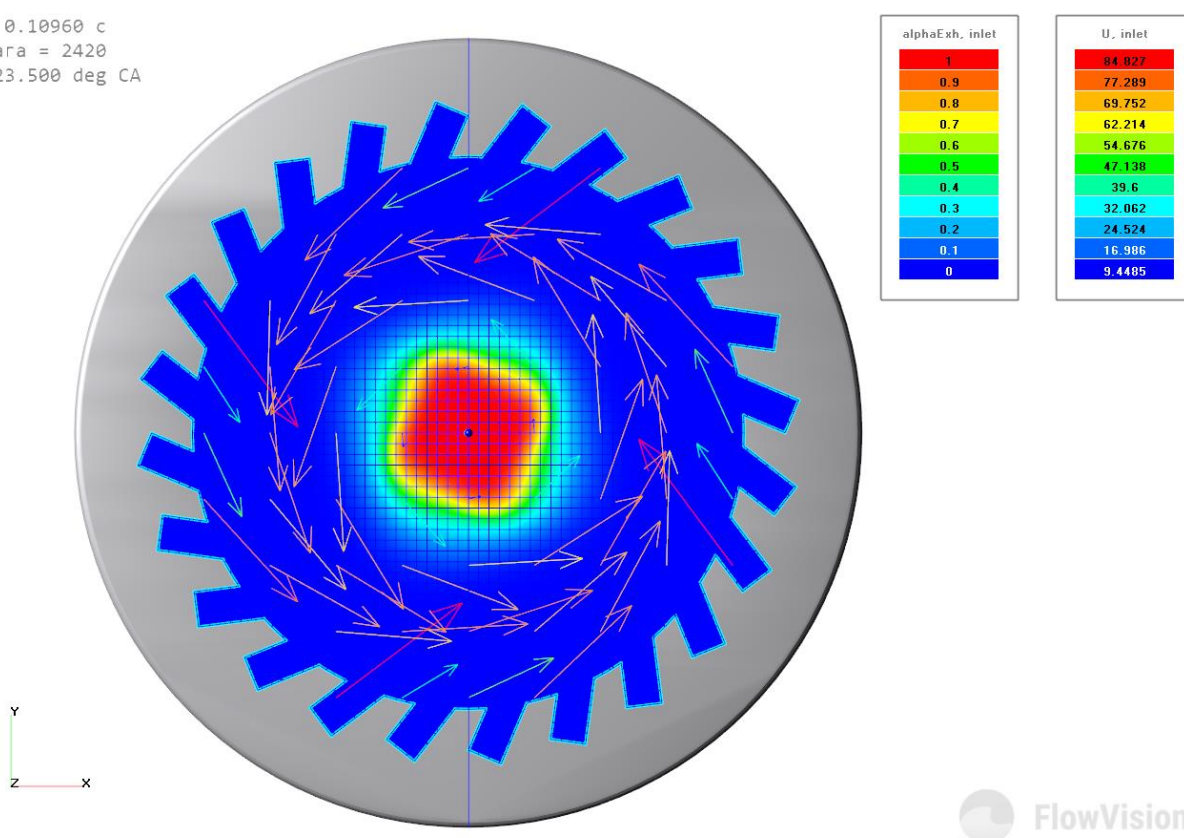
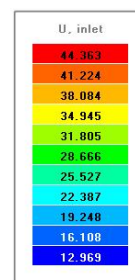
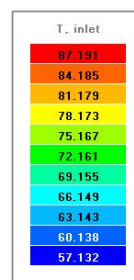
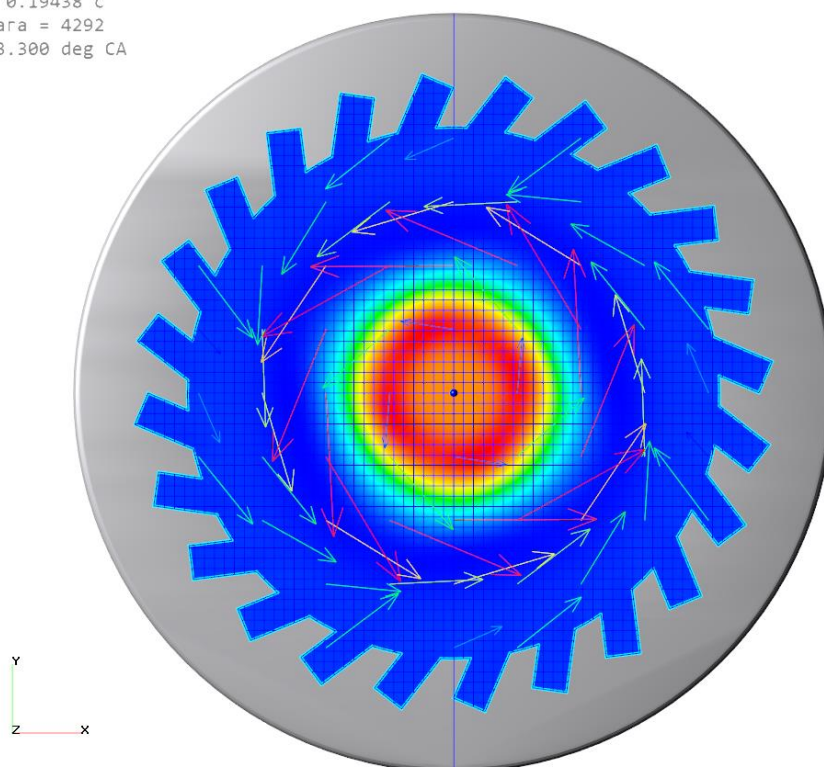


Рисунок 2.18 – Поперечное сечение поля концентрации остаточных газов зоны впускных окон

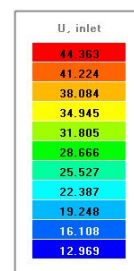
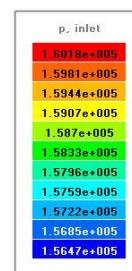
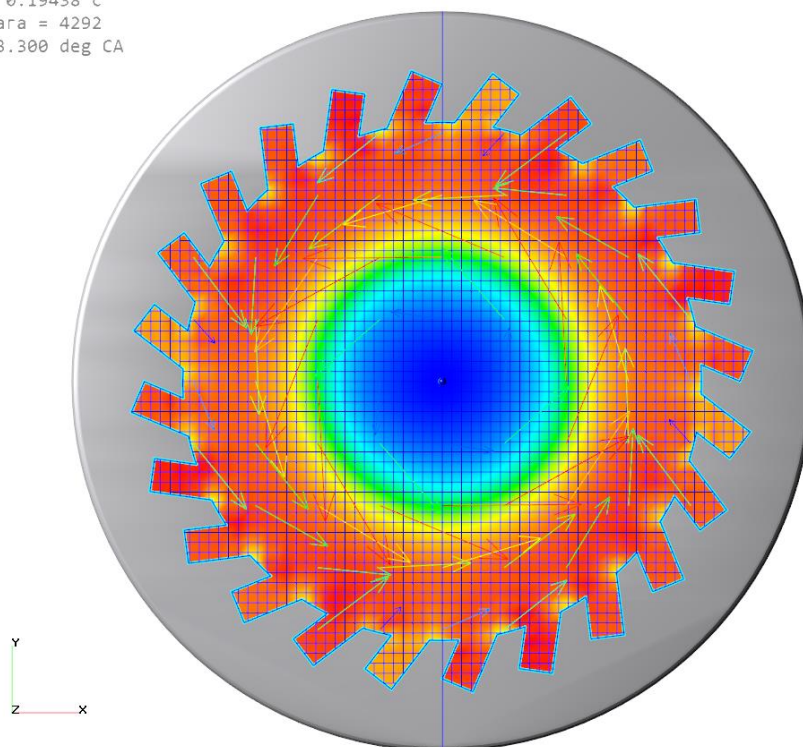
Время = 0.19438 с
 Номер шага = 4292
 phi = 23.300 deg CA



FlowVision

Рисунок 2.19 – Поперечное сечение поля температуры зоны впускных окон

Время = 0.19438 с
 Номер шага = 4292
 phi = 23.300 deg CA



FlowVision

Рисунок 2.20 – Поперечное сечение поля давлений зоны впускных окон

Время = 0.15195 с
 Номер шага = 3355
 phi = -0.125 deg CA

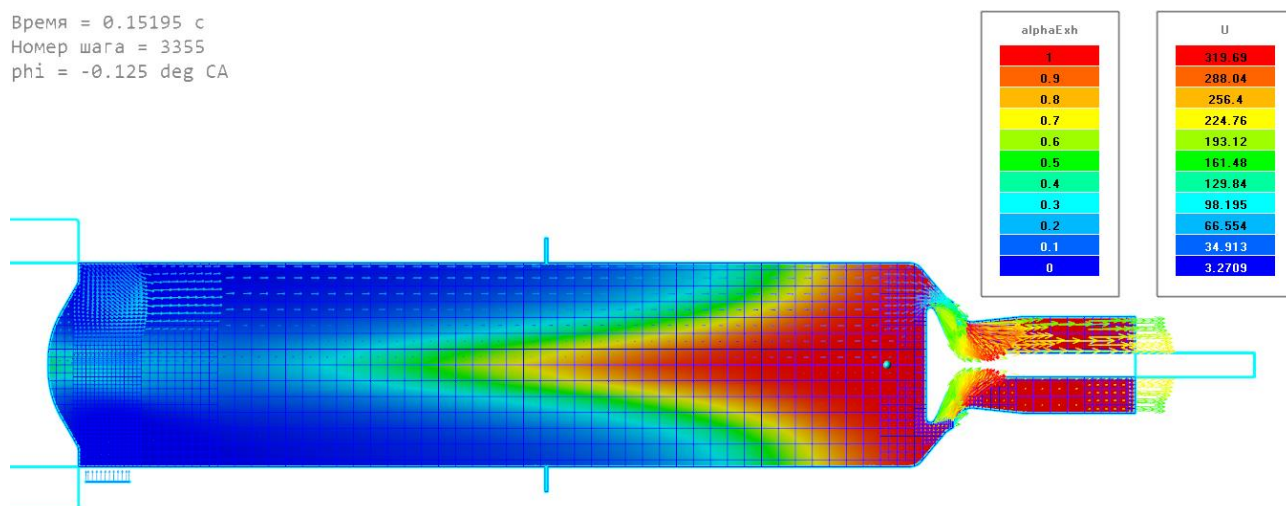


Рисунок 2.21 – Осевое сечение поля концентрации остаточных газов во время продувки (поршень в НМТ)

Рисунок 2.22 - Визуализация концентраций природного газа

При моделировании полной расчётной области удалось получить характерный для двигателей с впуском через окна вихрь (см. рисунки 2.18 - 2.20, 2.22), ось вращения которого совпадала с осью симметрии цилиндра.

С точки возможного моделирования сгорания желательно знать зону с наибольшей концентрацией основной дозы топлива (в данном случае природного газа) для подачи именно в эту область запальной струи топлива

(pilot-injection). В данном случае наибольшая концентрация основной дозы топлива находится в камере сгорания поршня (см. рисунок 2.23).

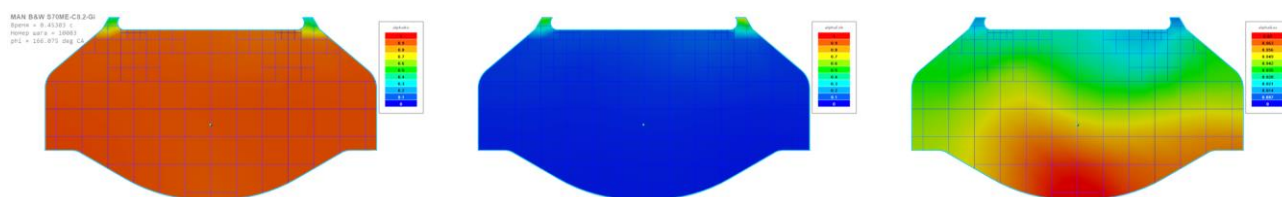


Рисунок 2.23 - Поля концентраций газов в цилиндре на момент впрыскивания запальной дозы топлива (концентрация свежего заряда, остаточных газов и основной дозы топлива соответственно)

АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

В ходе данной работы изучен процесс сжатия малооборотного битопливного двухтактного двигателя с помощью методов CFD-моделирования в программном комплексе FlowVision. Получены поля скоростей, термодинамических параметров и концентраций газов в цилиндре (также определены и интегральные значения данных параметров). При сравнении данных, полученных с использованием термодинамической модели и результатов CFD-моделирования, противоречий не наблюдалось. Проведено сравнение интегральных параметров для 1/4 и полной расчётной области, между которыми не наблюдалось существенных отклонений. Таким образом, использование полученного ранее разрешения расчётной сетки (для четверти) при проведении моделирования полной расчётной было целесообразно с точки зрения экономии вычислительных ресурсов/расчётного времени для проведения анализа на сеточную сходимость. Определена зона (с наибольшей концентрацией основной дозы топлива) для возможной подачи в неё основной дозы топлива с точки зрения обеспечения более полного горения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Nylund, Ingemar, and Ott, Marcel. “Development of a Dual Fuel technology for slow-speed engines.” International on combustion engines, CIMAC Congress 2013, Shanghai, Paper No.: 284
2. Diesel-RK is engine simulation software. URL <https://diesel-rk.bmstu.ru/Eng/index.php> (дата обращения: 04.03.2020)
3. Kuiken, Kees, et al. Diesel Engines: for Ship Propulsion and Power Plants: from 0 to 100,000 KW. Target Global Energy Training, 2008.
4. MAN B&W S70ME-C8. 5-TII Project Guide Electronically Controlled Two-stroke Engines - MAN Diesel, 2014
5. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроения, 1983. – 372 с., ил.
6. FlowVision CFD. URL <https://flowvisioncfd.com/en/> (дата обращения: 04.03.2020)

Приложение А

Показатели КДВС на номинальном режиме

----- МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----			
92.000	- n	- Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]	
19825.	- Ne	- Мощность, [кВт]	
19.997	- Pe	- Среднее эффективное давление, [бар]	
2057869	- Me	- Крутящий момент, [Нм]	
118.64	- qc	- Цикловая подача топлива, [г]	
0.19821	- be	- Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]	
0.20820	- be_ISO	- Удельный эффект. расх. топлива по ISO, [кг/(кВт*ч)]	
0.42736	- Eta_e	- Эффективный КПД	
21.156	- Pi	- Среднее индикаторное давление, [бар]	
0.45212	- Eta_i	- Индикаторный КПД	
8.5867	- Sp	- Средняя скорость поршня, [м/с]	
1.1587	- Ptp	- Давление трения, [бар]	(Intern.Exp)
0.94523	- Eta_mex	- Механический КПД	
----- ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----			
1.0000	- Po_sea	- Статическое давление на уровне моря, [бар]	
288.00	- To_sea	- Статическая температура на уровне моря, [K]	
0.0000	- H_ур.мор	- Высота над уровнем моря, [км]	
0.0000	- W_полета	- Скорость полета, [км/час]	
1.0000	- Po	- Стат. давление окруж. среды в текущ. услов., [бар]	
288.00	- To	- Стат. температ. окруж. среды в текущ. услов., [K]	
1.0000	- Po*	- Давление заторм. потока, [бар]	
288.00	- To*	- Температура заторможенного потока, [K]	
1.0400	- Po_т	- Статическое давление за турбиной, [бар]	
0.97000	- Po_вх*	- Давление заторм. потока за фильтром, [бар]	
----- НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----			
3.6360	- Pk	- Давление перед впускным коллектором, [бар]	
329.79	- Tk	- Температура перед впускным коллектором, [K]	
43.699	- Gair	- Расход воздуха (+EGR) через цилиндры двиг., [кг/с]	
0.72860	- КПД_тк	- КПД агрегата наддува	
2.8527	- Pt*	- Среднее давление перед турбиной, [бар]	
722.63	- Tt*	- Средняя температура перед турбиной, [K]	
44.626	- Ggas	- Расход О.Г. через цилиндры двиг., [кг/с]	
2.7624	- Alfa_sum	- Коэфф. избытка воздуха суммарный	
0.83005	- Eta_v	- Коэффициент наполнения	
0.05382	- Gamma_r	- Коэффициент остаточных газов	
1.3841	- Fi	- Коэффициент продувки	
1.8335	- G_забр.%	- % заброса О.Г. во впускной коллектор	
0.04970	- G_утеч.%	- % утечек через поршневые кольца	
----- ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----			
3.6355	- Ps	- Среднее давление во впуск. коллект., [бар]	
343.50	- Ts	- Средн. температ. во впуск. коллект., [K]	
2.3940	- Ws	- Средняя скорость воздуха, [м/с]	
343.51	- Tws	- Средняя температура стенки вп. колл., [K]	
263.67	- Alfa_ws	- Коэфф. теплоотдачи во вп. колл., [Вт/(м2*K)]	
60.000	- Alfa_wsc	- Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м2*K)]	
----- ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----			
2.8527	- Pr	- Среднее статическое давление О.Г., [бар]	
722.62	- Tr	- Средняя статическая температура О.Г., [K]	

3.5654	- Wr	- Средняя скорость газа, [м/с]
15.580	- Sh	- Число Струхала: $Sh=a*\tau/L$ (д.б. $Sh > 8$)
589.63	- Twr	- Средняя температура стенки вып. колл., [K]
90.000	- Alfa_wr	- Коэфф. теплоотдачи в вып. колл., [Вт/(м ² *K)]
220.76	- Alfa_wcr	- Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м ² *K)]
484.68	- MF_горла	- Сумм. эфф. сечение горла клап. каналов, [см ²]

Оцен. разм. клап.: Кол=1 Dv=325.5 Dt=290.3 Ds=84.6 Lv= 67.3 Lv_max= 81.4 мм

----- СГОРАНИЕ -----

2.0098	- Alfa	- Коэффициент избытка воздуха при сгорании
215.26	- Pz	- Максимальное давление цикла, [бар]
1773.6	- Tz	- Максимальная температура цикла, [K]
6.0000	- Fi_pz	- Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]
21.000	- Fi_tz	- Угол максим. температуры, [град. за ВМТ.]
7.3525	- dP/dFi	- Макс. скор. нарастания давл., [бар/град]
0.00583	- Ring_Intn	- Интенс. детонации / звук. воздейств., [МВт/м ²]
839194	- F_max	- Макс. усилие на поршне от газовых сил, [кг]

Впрыск: Common Rail

1532.7	- P_впр.макс	- Макс. давление перед соплами распылит., [бар]
1327.2	- P_впр.ср	- Среднее давление впрыска всей порции топл., [бар]
28.664	- d_32	- Средний диаметр капель, [мкм]
17.000	- Teta_оп	- Опережение впрыска / зажигания, [град.до ВМТ]
32.000	- Fi_впр	- Продолжительность топливоподачи, [град]
0.30893	- Teta_здр	- Период задержки воспламен. в цилиндре, [град]
	- ...	- расчет модифицированным методом Толстова: 0.3
16.691	- SOC	- Начало сгорания, [град.до ВМТ] (Start Of Comb)
0.25357E-05	- Sig_и_здр	- Доля топлива, испаривш. за период задержки
89.800	- Fi_горен	- Продолжительность сгорания, [град.п.к.в.]
		Phi_z 5%= 6.2; Phi_z 50%= 23.8; Phi_z 95%= 57.4
6.7400	- H_вмт	- Вихревое число (отношение) в КС в ВМТ
5.7566	- H_нмт	- Вихревое число в цилиндре в начале сжатия
14.866	- W_swirl	- Макс. скорость вихря [м/с] в КС на радиусе R= 151

----- ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

9.2211	- Hartridge	- Эмиссия дыма по шкале Хартриджа
1.0073	- Bosch	- Эмиссия дыма по шкале Бош
0.22618	- Кд	- Натур. показат. ослаблен. светов. потока, [1/м]
0.28203	- PM	- Эмиссия твердых частиц [г/(кВт*ч)]
638.67	- CO2	- Эмиссия диоксида углерода, [г/(кВт*ч)]
NaN	- NO	- Эмиссия NOx привед. к NO, [г/(кВт*ч)] (Zeldovich)
NaN	- SE	- Комплекс суммарной эмиссии NOx и PM
0.00793	- SO2	- Эмиссия SO2, [г/кВтч]

----- ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ -----

3.7594	- Pa	- Давление начала сжатия, [бар]
377.02	- Ta	- Температура начала сжатия, [K]
137.41	- Pc	- Давление конца сжатия, [бар]
1001.8	- Tc	- Температура конца сжатия, [K]
16.988	- Pb	- Давление начала выпуска, [бар]
1176.7	- Tb	- Температура начала выпуска, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА -----

1239.0	- T_ср	- Средняя эквивалентная температура цикла, [K]
562.50	- Alfa_w	- Ср. коэфф. теплоотд. от газа к стен, [Вт/м ² /K]
620.00	- Tw_поршн	- Средн. температура огневого днища поршня, [K]
600.00	- Tw_втулк	- Средн. температ. огневой поверхн. втулки, [K]

600.00	- Tw_крышк	- Средн. температ. огневой поверхн. крышки, [K]
388.47	- Tw_охл	- Средн. температура со стороны охлаждения крышки цилиндра, [K]
404.97	- Tкип.	- Температ. кипения в сист. жид. охлаждения, [K]
10799.	- Alf_w_охл	- Средн. коэфф. теплоотдачи [Вт/(м ² *K)] от стенки крышки цилиндра к охлад. среде.
138337	- q_крышки	- Тепловой поток в крышку цилиндра, [Дж/с]
134003	- q_поршня	- Тепловой поток в поршень, [Дж/с]
160114	- q_цилинд	- Тепловой поток во втулку цилиндра, [Дж/с]
----- ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС -----		
15.500	- Степ.сжат	- Степень сжатия (для ПДП при обоих поршнях в ВМТ)
13.759	- Степ.сжат	- Степ. сжат. с учетом доли потерянного хода
3.0000	- i_сопел	- Число сопловых отверстий форсунки
0.95000	- d_сопел	- Диаметр сопловых отверстий форсунки, [мм]
32.000	- Fi_впр.х	- Продолжит. впрыска для зад. хар. впрыска, [град]
0.0000	- qc_х	- Цикл. порц. топл. для заданной хар. впрыска, [г]
46.000	- Нач.впуск	- Начало впуска, [град. до ХМТ] (ВПуск. вала)
46.000	- Кон.впуск	- Конец впуска, [град. за ХМТ] (ВПуск. вала)
336.20	- H_вп.окн	- Высота впускного окна, [мм]
85.000	- Нач.вып	- Начало выпуска, [град. до ХМТ] (ВПуск. вала)
46.000	- Кон.вып	- Конец выпуска, [град. за ХМТ] (ВПуск. вала)
----- ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА ступени высокого давления -----		
2328.1	- n_квд	- Частота вращения ротора КВД, [1/мин]
7341.8	- N_квд	- Мощность компрессора ВД, [кВт]
0.80000	- КПД_квд	- Адиабатный КПД компрессора ВД
43.699	- G_квд	- Расход воздуха через компрессор ВД, [кг/с]
764.53	- Gпр_квд	- Расход воздуха приведенный, [кг SQRT(K)/(с бар)]
44.288	- Gcor_квд	- Расход воздуха через КВД скорректирован., [кг/с]
137.18	- n.пр_квд	- Частота вращения ротора КВД приведенная
2368.2	- n.cor_квд	- Частота вращ. рот. КВД скорректирован., [1/мин]
3.8000	- П_квд	- Степень повышения давления в компрессоре ВД
0.0000	- K.пи_квд	- Коэффициент Кпи КВД
0.97000	- Ро_квд	- Полное давление на входе в КВД, [бар]
288.00	- То_квд	- Температура торможения на входе в КВД, [K]
3.6860	- Pк*"квд	- Полное давление за компрессором ВД, [бар]
455.17	- Tk*"квд	- Температура торможения за компрессором ВД, [K]
0.75000	- Ecool_вд	- Термическая эффективность ОНВ ВД
288.00	- Tcool_вд	- Температура охлаждающего агента в ОНВ ВД, [K]
3.6360	- Pк*_квд	- Давление наддува за КВД, [бар]
329.79	- Tk*_квд	- Температура наддувочного воздуха за КВД, [K]
----- ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ ступени высокого давления -----		
2328.1	- n_твд	- Частота вращения ротора ТНД, [1/мин]
7278.2	- N_твд	- Мощность ТВД с учетом мех. КПД, [кВт]
0.91288	- КПД_твд	- Внутренний КПД турбины ВД
0.99000	- КПДм_твд	- Механический КПД турбины ВД
44.626	- G_твд	- Расход газа через ТВД, [кг/с]
4.2053	- Gпр_твд	- Расход газа через ТВД привед., [(кг SQ(K))/(с кПа)]
86.605	- n.пр_твд	- Частота вращения ротора ТВД приведенная,
2.7398	- П_твд	- Степень понижения давления в турбине ВД
23.902	- В_твд	- Относительная работа ТВД
2.8527	- Pт*_твд	- Полное давление перед турбиной ВД, [бар]
722.63	- Tт*_твд	- Температура торможения на входе в ТВД, [K]

1.0412 - Ро_твд - Противодействие за турбиной ВД, [бар]
 575.14 - То_твд - Температура газа за турбиной ВД, [К]

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОПЛИВА ПО ЗОНАМ НА МОМЕНТ ОКОНЧАНИЯ РАЗВИТИЯ СТРУЙ

=====									
N	угол в	угол с	поверхн.	доли топлива в характерных зонах %					
с	плане	осью ц	контакта	Оболоч.	Ядро_V	Порш.	Перекры	Крышка	Цил.зер

1	144.0	80.0	цил.зеркал	12.32	0.03	3.91	1.25	1.05	16.03
2	166.0	79.0	цил.зеркал	19.59	0.07	0.50	0.50	0.25	12.93
3	180.0	72.0	кам.в порш	29.39	0.11	1.84	1.71	0.23	1.77

Сумма по всем струям % 100.				56.58	0.52	3.11	7.72	1.86	30.00
=====									
Константы испарения би				56	6	15	12	11	9
=====									

Прим.: Перекры. - часть топлива ядра пристеночного потока, набегающая на пристеночные потоки от соседних струй.

Вихревое (Надпорш. зазор, мм.104.00) | Оптим. | Геометрическое - 3.75
 число Н | Для КС в конце сжатия 6.74 | для КС | Уточн.Разлейцевым- 3.75

Версии модулей: Ядро 04.01.13; РК-модель 06.01.13; NOx-модель 22.02.13