



УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_  
(Индекс)

\_\_\_\_\_ (И.О.Фамилия)  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

## ЗАДАНИЕ на выполнение курсового проекта

по дисциплине Теория поршневых и комбинированных двигателей

### Расчет и оптимизация рабочего процесса

(Тема курсового проекта)

**искрового двигателя 4ЧН9,6/7,6 мощностью 130 кВт при 5400 мин<sup>-1</sup>**

Студент \_\_\_\_\_

(Фамилия, инициалы, индекс группы)

График выполнения проекта: 25% к 4 нед., 50% к 8 нед., 75% к 12 нед., 100% к 15 нед.

#### 1. Техническое задание

Провести расчет и оптимизацию оппозитного искрового двигателя жидкостного охлаждения типа 4ЧН9,6/7,6 со взлетной мощностью 130 кВт при 5400 мин<sup>-1</sup>.

Предполагается, что двигатель имеет:

- электронную систему управления, со впрыском бензина во впускной канал;
- на каждый цилиндр приходится один впускной и один выпускной клапан (двух клапанная головка цилиндра);
- привод ГРМ от «нижнего» распределительного вала.

Провести расчет и оптимизацию:

- взлетного режима, на уровне земли, параметров: степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, давление наддува, фазы газораспределения, угол опережения зажигания.
- на высотах 1 км, 2 км, 4 км, варьируя параметрами: угол опережения зажигания, коэффициент избытка воздуха, давление наддува, для получения мощности 130 кВт при 5400 мин<sup>-1</sup>.

Ограничения: октановое число топлива не более 98, максимальное давление цикла не более 7,5 МПа, температура перед турбиной не более 1023 К.

*Все расчеты и оптимизацию проводить в программе ДИЗЕЛЬ-РК, результаты и выводы должны быть подтверждены графиками, таблицами и протоколами результатов моделирования, включенными в расчетно-пояснительную записку.*

#### 2. Оформление курсового проекта

2.1. Расчетно-пояснительная записка на \_\_\_\_\_ листах формата А4.

2.2. Перечень графического материала (плакаты, схемы, чертежи и т.п.) \_\_\_\_\_

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » г.

Руководитель курсового проекта \_\_\_\_\_

Студент \_\_\_\_\_

# Оглавление

## Список сокращений и специальных терминов

CR ( $\varepsilon$ )	– степень сжатия
EVC	– закрытие выпускного клапана
EVO	– открытие выпускного клапана
IVC	– закрытие впускного клапана
IVO	– открытие впускного клапана
ON	– октановое число
P_eng	– мощность двигателя
P_max	– максимальное давление в цилиндре
P <sub>k</sub>	– степень повышения давления на компрессоре
SFC	– удельный расход топлива
To_T	– температура газа перед турбиной
$\alpha$	– коэффициент избытка воздуха
$\theta$	– угол опережения зажигания

## Постановка задачи

Провести расчет и оптимизацию оппозитного искрового двигателя жидкостного охлаждения типа 4ЧН9,6/7,6 со взлетной мощностью 130 кВт при 5400 мин<sup>-1</sup> в двух режимах:

1-й) на уровне земли, оптимизируя параметры: степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, давление наддува, фазы газораспределения, угол опережения зажигания

2-й) на высотах 1 км, 2 км, 4 км, варьируя параметрами: угол опережения зажигания, коэффициент избытка воздуха, давление наддува, для получения мощности 130 кВт при 5400 мин<sup>-1</sup>.

Оптимизацию и расчет производить с учетом ограничений: октановое число топлива не более 98, максимальное давление цикла не более 7,5 МПа, температура перед турбиной не более 1023К.

## **Порядок расчета бензинового двигателя.**

### **1. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК**

Расчеты в данном курсовом проекте будут проводиться в программном комплексе ДИЗЕЛЬ – РК, предназначенном для расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания.

Программа позволяет проводить анализ и исследования следующих типов ДВС:

- Дизельных.
- Бензиновых искровых: карбюраторных и с впрыском бензина.
- Газовых искровых: обычных и форкамерных.
- Двухтактных и четырехтактных.

ДИЗЕЛЬ-РК принадлежит к классу термодинамических программ, т.е. цилиндры двигателя рассматриваются в ней как открытые термодинамические системы. Параметры газа в таких системах определяются из системы разностных уравнений сохранения массы и энергии, а также уравнений состояния и концентрации. Учитывается зависимость свойств рабочего тела от состава и температуры. Теплообмен в цилиндре рассчитывается отдельно по разным поверхностям, коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле Вошни.

### **1. 2. Математическая модель комбинированного двигателя**

Основной задачей математического моделирования ДВС является не только попытка расчета соответствующих процессов, но и создание инструмента для поиска путей усовершенствования исследуемого объекта методами численных экспериментов. Необходимость решения сложных, многопараметрических оптимизационных задач обуславливает жесткие требования к быстродействию используемых математических моделей.

Именно это обстоятельство, а также ориентация на персональные компьютеры обусловили выбор расчетных методик для математического моделирования процессов в ДВС. В общем случае элементы КДВС могут быть представлены как незамкнутые газодинамические системы, обменивающиеся массой и энергией. Параметры газа в этих системах описываются дифференциальными уравнениями сохранения массы, энергии, импульса и уравнением состояния. В зависимости от детализации рассмотрения процессов, задача может быть поставлена как 3-мерная, 2-, 1- или 0-мерная. Выбор математической модели обусловлен приоритетом поставленных задач. Разделим, условно, эти задачи на несколько основных классов.

1. Для изучения движения топливных струй в завихренном потоке, в камере сгорания сложной формы необходима трехмерная постановка задачи течения двухфазных сред

2. Для доводки элементов газоздушного тракта с целью снижения потерь необходима двумерная постановка задачи, или трехмерная, если характер течения в узле носит сугубо пространственный характер, например течение в клапанном канале. Задача профилирования коллекторов для выравнивания условий работы каждого из цилиндров с одновременным снижением потерь требует, как правило, двумерной постановки.

3. Для исследования эффекта динамического наддува, или адаптации двигателя к неравномерному наполнению и очистке путем установки индивидуальных фаз газораспределения по цилиндрам в условиях длинных и разветвленных коллекторов достаточно одномерной математической модели газообмена.

4. Если рассматриваются задачи:

- доводки рабочего процесса комбинированного ДВС, как единого целого, с учетом влияния агрегатов наддува (с той или иной детализацией);

- выбора концепции схемы газообмена, оценки влияния основных размеров впускных и выпускных органов (особенно актуально для двухтактных КДВС), а также фаз газораспределения; для прогнозирования различных эксплуатационных режимов и характеристик с учетом изменения условий протекания рабочих процессов;

- подбора топливоподающей аппаратуры и выбора законов управления; то достаточно 0-мерных и отчасти 1-мерных математических моделей.

Если приоритет отдается задачам 1, 2 и, отчасти, 3 класса, когда основное внимание сосредоточено на отдельном элементе КДВС, то учет других элементов может быть упрощенным: либо с помощью математической модели меньшей размерности, либо еще проще - эмпирической зависимостью. Замкнутый пространственный расчет комбинированного ДВС в настоящее время не является технически целесообразным для практических целей (иное дело для рекламы, или для решения методических вопросов), поскольку требует очень высоких вычислительных мощностей, а самое главное, большого объема входных данных и времени. Именно это и не позволяет применять замкнутый пространственный расчет в сочетании с методами формальной оптимизации, которые позволяют довольно быстро находить эффективные решения по доводке КДВС.

При решении задач 3 и 4 классов, когда применяются 1- и 0-мерные модели, при рациональном их сочетании для разных узлов КДВС можно добиться весьма точных результатов при малых вычислительных мощностях и времени на подготовку данных. Скорость реализации таких моделей на ЭВМ достаточно высока, что позволяет применять в сочетании с ними методы математического программирования для решения оптимизационных задач. Скоростные достоинства 0- и 1-мерных моделей столь высоки, что становится оправданным их значительное логическое усложнение по сравнению с многомерными методами, т.к. в них, с помощью различных остроумных, часто

эмпирических приемов описываются сложные, порой пространственные, эффекты в рамках 0- или 1-мерных представлений.

Целесообразным представляется использование пространственных расчетов только для тех задач, где это действительно необходимо, а в остальных случаях использовать математические модели пониженной размерности. Однако и здесь не следует увлекаться далеким отходом от рассмотрения физических процессов в пользу статистики, ибо это приведет к снижению точности при решении конкретной задачи.

### **1. 3. Расчет параметров газа в открытой термодинамической системе**

Среди методов расчета рабочего процесса ДВС в настоящее время наиболее широкое распространение получили методы, основанные на представлении цилиндра и коллекторов двигателя в виде незамкнутых термодинамических систем, обменивающихся массой и энергией. Параметры газа в этих системах описываются дифференциальными уравнениями сохранения массы и энергии и уравнением состояния. Решаются эти системы уравнений методом Эйлера или методом Рунге-Кутты 4го порядка, первый требует малого расчетного шага, а второй четырехкратного решения уравнений на сравнительно крупном расчетном шаге. И то и другое приводит к значительным затратам машинного времени. Для сокращения времени счета, в программе ДИЗЕЛЬ-РК реализован метод повышенного быстродействия, основанный на пошаговом определении параметров газа в открытой термодинамической системе путем решения системы нелинейных алгебраических уравнений, полученных преобразованием интегральных уравнений баланса массы и энергии и уравнения состояния, записанных для произвольного термодинамического процесса [1]. При записи исходной системы разностных уравнений сделаны общепринятые в таких случаях допущения: об однородности термодинамической системы, о справедливости

уравнения состояния Менделеева - Клапейрона, о зависимости свойств рабочего тела от состава и температуры. Исходная система уравнений имеет вид:

$$U_2 - U_1 = - \int_{V_1}^{V_2} P \cdot dV + \sum I_j^* + Q_x - Q_w; \quad (1)$$

$$G_2 - G_1 = \sum \Delta G_j; \quad (2)$$

$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T; \quad (3)$$

где:  $\int_{V_1}^{V_2} P \cdot dV$  - механическая работа, совершаемая рабочим телом;

$I_j^*$  энтальпия рабочего тела, подведенная к системе в результате добавления массы  $\Delta G_j$  от  $j$ -ого источника массы;  $Q_x$  - количество теплоты, подведенной к рабочему телу от постороннего источника;  $Q_w$  - количество теплоты, отведенной в стенки;

$P, T, G, V, U, R$  - давление, температура, масса, объем, внутренняя энергия и газовая постоянная рабочего тела.

Индексы 1 и 2 относятся соответственно к началу и концу рассматриваемого термодинамического процесса.

Способ расчета величины внутренней энергии, входящей в уравнение энергетического баланса, зависит от располагаемых данных о физических свойствах рабочего тела. В настоящее время получили широкое распространение таблицы средних массовых изохорных теплоемкостей газов в функции от температуры  $C_v = f(T)$  в интервале температур от  $t_0 = 0^\circ\text{C}$  до  $t$ . Рабочее тело удобно рассматривать как смесь двух газов. Обозначим концентрацию одного из них - продуктов сгорания в этой смеси через  $r$ . И так для дизеля эти два газа: чистый воздух ( $r = 0$ ) и продукты полного и совершенного сгорания (сгорания при  $\alpha = 1$ ), ( $r = 1$ ).

Для искрового ДВС это: свежий заряд, состоящий из чистого воздуха и паров бензина (газа) в пропорции задаваемой коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  ( $r = 0$ ) и продукты сгорания при текущем  $\alpha$  ( $r = 1$ ). Тогда выражение для внутренней энергии рабочего тела, имеющего массу  $G$ , температуру  $t$  и концентрацию продуктов сгорания  $r$ , запишется в виде:

$$U = G[C_v(r,t)t + u_0(r)],$$

где:  $u_0(r)$  - удельная внутренняя энергия рабочего тела при температуре  $t_0$ . При рассмотрении замкнутой термодинамической системы обычно полагают  $u_0(r) = 0$ , когда же масса и состав рабочего тела переменны  $u_0(r)$  может быть определено по энергии сублимации по справочным данным [2]:

$$u_0(1) = 487300 \text{ Дж/кг}, \quad u_0(0) = 449460 \text{ Дж/кг}.$$

Средняя теплоемкость газов  $C_v(t)$  задается в табличном виде [3], а теплоемкость смеси определяется из соотношения аддитивности:  $C_v(r,t) = C_v(1,t)r + C_v(0,t)(1-r)$ . В этом случае  $C_v(r,t)$ , являющаяся функцией двух переменных  $r$  и  $t$ , удовлетворяет теореме Лагранжа, и для малого изменения переменных  $r$  и  $t$  можно записать:

$$\Delta C_v(r,t) = C_v(r_2,t_2) - C_v(r_1,t_1) = \frac{dC_v(r_1,t_1)}{dr} \Delta r + \frac{dC_v(r_2,t_1)}{dt} \Delta t; \quad (4)$$

$$\text{где } \frac{dC_v(r_1,t_1)}{dr} = C_v(1,t_1) - C_v(0,t_1).$$

$$\text{Аналогично: } \Delta u_0 = \frac{du_0}{dr} \Delta r = [u_0(1) - u_0(0)] \Delta r.$$

Величину механической работы в рассматриваемом процессе можно определить, введя допущение, справедливое для малого изменения параметров термодинамического процесса:

$$\int_{V_1}^{V_2} P \cdot dV = \frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1) = P \cdot \Delta V \quad (6)$$

Среднее давление  $P$  может быть определено из уравнения состояния (3) куда подставляются параметры, соответствующие середине рассматриваемого интервала:

$$G = G_1 + \Delta G / 2; \quad T = T_1 + \Delta T / 2; \quad V = V_1 + \Delta V / 2. \quad (7)$$

Тогда, введя обозначение: 
$$B = \frac{R \cdot \Delta V}{V_1 + \Delta V / 2} \quad (8)$$

можно получить уравнение для механической работы, подставив выражения (3) и (7) в (6)

$$\int_{V_1}^{V_2} P \cdot dV = B \cdot G_1 \cdot T_1 + \frac{B}{2} T_1 \cdot \Delta G + \frac{B}{2} G_1 \cdot \Delta T + \frac{B}{4} \Delta G \cdot \Delta T; \quad (9)$$

Записав выражения для внутренней энергии в начале и конце рассматриваемого термодинамического процесса:

$$U_1 = G_1 [C_v(r_1, t_1) t_1 + u_0(r_1)], \quad (10)$$

$$U_2 = G_2 [C_v(r_2, t_2) t_2 + u_0(r_2)], \quad (11)$$

а также выражения для приращения параметров термодинамической системы:  $\Delta T = T_2 - T_1$ ,  $\Delta P = P_2 - P_1$ ,  $\Delta r = r_2 - r_1$ ,  $\Delta V = V_2 - V_1$ , и, подставив их и соотношения (4), (5), (9)-(11) в (1), после преобразований с учетом обозначений:

$$a = \frac{dC_v(r_2, t_1)}{dt} G_2;$$

$$b = G_2 \cdot C_v(r_1, t_1) + a \cdot t_1 + G_2 \cdot \frac{dC_v(r_1, t_1)}{dr} \Delta r + \frac{B}{2} G_1 + \frac{B}{4} \Delta G;$$

$$c = u_0(r_1) \Delta G + G_2 \cdot \frac{du_0}{dr} \Delta r + C_v(r_1, t_1) t_1 \Delta G + G_2 t_1 \frac{dC_v(r_1, t_1)}{dr} \Delta r + B \cdot G_1 \cdot T_1 + \frac{B}{2} T_1 \Delta G - Q_x - \sum I_{jw}^* + Q;$$

$$\left\{ \begin{array}{l} G_2 = G_1 + \sum \Delta G_j ; \\ r_2 = \frac{G_1 r_1 + \sum \Delta G_j r_j}{G_2} ; \\ \Delta G = G_2 - G_1 ; \\ \Delta r = r_2 - r_1 ; \\ V_2 = V_1 + \Delta V ; \\ T_2 = T_1 + \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} ; \\ P_2 = \frac{G_2 R_2 T_2}{V_2} \end{array} \right.$$

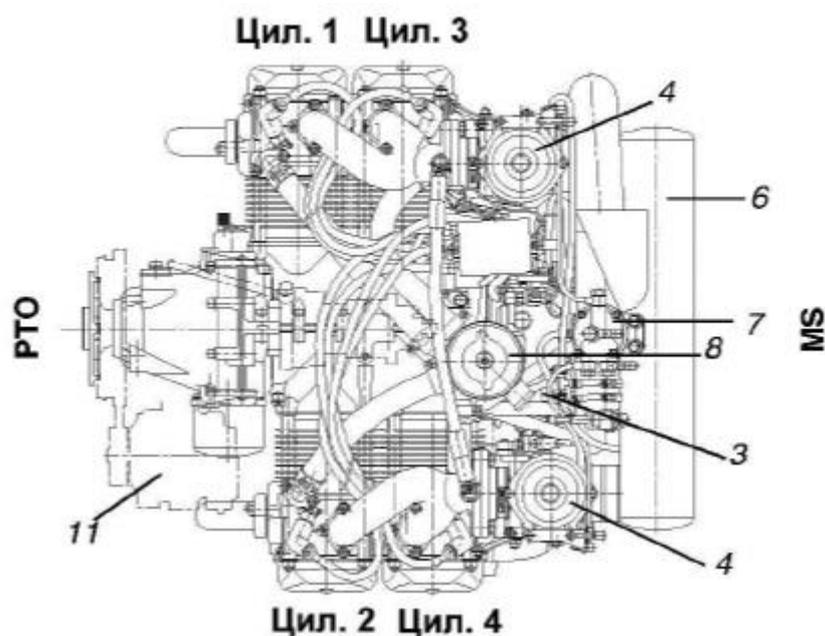
получим разрешающую систему нелинейных алгебраических уравнений (12), где:  $r_{\underline{i}}$  - концентрация продуктов полного и совершенного сгорания в массе  $\Delta G_j$ .

Газовая постоянная  $R$  определяется на каждом расчетном шаге в зависимости от концентрации из соотношения аддитивности:

$R_2(r) = R(1) \cdot r_2 + R(0)(1 - r_2)$ . Использование разностной формы записи законов сохранения вместо дифференциальной позволяет при большом расчетном шаге получать значительно более высокую точность результатов, ибо точность решения системы дифференциальных уравнений, в отличие от интегральных, существенно снижается при увеличении шага. Сравнение быстродействия различных расчетных методов показало, что метод разностных уравнений превосходит наибо́льший из традиционных методов более чем в 5 раз при одинаковой точности.

## 2. Идентификация математической модели проектируемого двигателя

Для моделирования рабочего процесса проектируемого двигателя используется программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК. В таблице 1 представлены параметры аналогового двигателя, в таблице 2 указаны параметры составных механизмов. На рисунке 2.1 приведен его внешний вид, а на рисунке 2.2 приведена его мощностная характеристика. Результаты идентификации приведены в таблице 3. Все данные взяты с официального сайта производителя.



№ поз.	Описание
3	Серийный номер двигателя
4	Карбюратор постоянного разряжения
5	Электростартер
6	Входной ресивер
7	Регулятор давления топлива
8	Расширительный бачок с клапанной крышкой

Рисунок 1.1-Внешний вид

Таблица 1 – Технические характеристики аналогового двигателя

Название	ROTAX 914 UL
Тактность	4
Тип рабочего процесса	Бензиновый
Кинематическая схема	Оппозитный
Число цилиндров	4
Система охлаждения	Жидкостная
Диаметр цилиндра, мм	79,5
Ход поршня, мм	61
Номинальная частота вращения, об/мин	5500
Частота вращения с максимальным моментом, об/мин	4900
Удельный расход при максимальном моменте, кг/кВтч	285
Область применения	На суше и на море
Наддув	Турбокомпрессор
Октановое число топлива	Не менее 91
Максимальное давление цикла	Не более 5 МПа
Мощность при 5500 мин <sup>-1</sup> , кВт	73,5
Мощность при 4900 мин <sup>-1</sup> , кВт	66,5

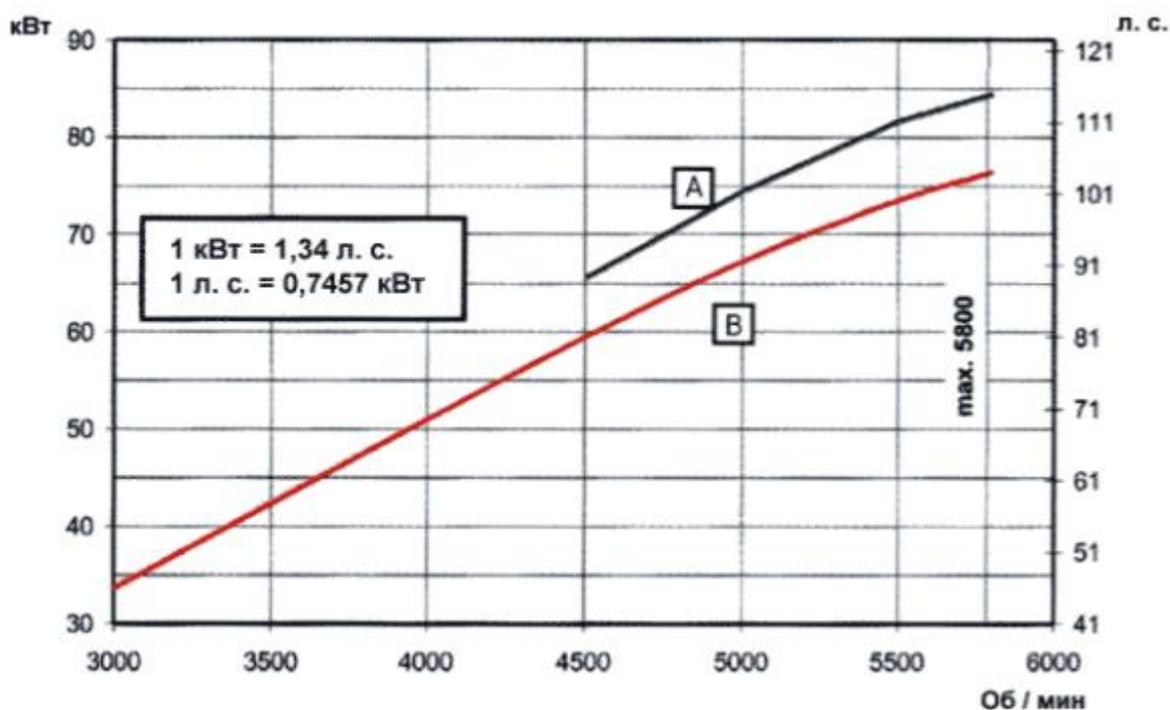


Рисунок -2.2 – Мощность двигателя (А – взлетный режим, В – максимально продолжительный).

Таблица 2 – Исходные данные

Название	Параметр	Значение, мм
Впускной клапан	Диаметр тарелки клапана	38
	Диаметр стержня клапана	5,97
	Длина клапана	90,25
Выпускной клапан	Диаметр тарелки клапана	32
	Диаметр стержня клапана	5,95
	Длина клапана	90,7
Поршень	Диаметр	79,5
	Высота	54,25
	Диаметр поршневого пальца	20
	Длина поршневого пальца	55,3
	Ход	61
Шатун	Длина	98
	Диаметр шатунной шейки	42
	Диаметр поршневого пальца	20
Коленвал	Радиус кривошипа	30,5
	Диаметр коренной шейки	56
	Диаметр шатунной шейки	42

Требуется идентифицировать четырехцилиндровый четырехтактный оппозитный двигатель с наддувом, получить мощность равную паспортной для номинального режима работы 5500 об/мин, и для режима с наибольшим крутящим моментом 4900 об/мин. Для расчетов экспериментального двигателя применяются все выше приведенные параметры как исходные.

Таблица 3 - Результаты идентификации

Режим	Параметр	ROTAХ 914	модель	Погрешность, %
5500 мин <sup>-1</sup> (максимальная мощность)	Мощность, кВт	73,5	75,1	2,1
	Расход, л/ч	27,2	28,1	3,3
	g <sub>e</sub> , кг/кВтч	0,267	0,270	1,1
4900 мин <sup>-1</sup> (максимальный момент)	Мощность, кВт	66,5	68,4	2,8
	Расход, л/ч	24,3	25,1	3,2
	g <sub>e</sub> , кг/кВтч	0,264	0,266	0,7

### 3. Выбор оптимальных конструктивных и режимных параметров для мощности 130 кВт на уровне земли.

К конструктивным параметрам относится  $\varepsilon$  (степень сжатия), а к режимным относятся  $\alpha$  (коэффициент избытка воздуха),  $\theta$  (угол опережения зажигания),  $P_k$  (степень повышения давления в компрессоре).

Для настройки двигателя на номинальную мощность, с соблюдением наименьшего расхода, необходимо варьировать параметрами:  $\varepsilon$ ,  $\alpha$ ,  $\theta$ ,  $P_k$ . Для этого пришлось принять неизменными  $\varepsilon$  и  $\alpha$  и при помощи двухмерного сканирования в программе ДИЗЕЛЬ-РК искать оптимальные точки. Краткий обзор данного метода приведен в таблице 1.1

Таблица 4 Наличие оптимальных точек при пошаговом сканировании.

$\alpha \setminus \varepsilon$	8	10	12,5	13
0,7	+	-	-	+
0,9	-	-	+	+
1,1	+	-	+	+

Далее рисунками 3.1 – 3.16 будут представлены результаты двумерного сканирования при различных комбинациях режимных параметров. Также в таблицах 5-13 будут расположены значения функций важнейших показателей рабочего процесса двигателя.

### 3.1 Оптимизация $\epsilon$ , $\alpha$ , $\theta$ , $P_k$

Исследование основных параметров двигателя при  $\epsilon = 8$ .

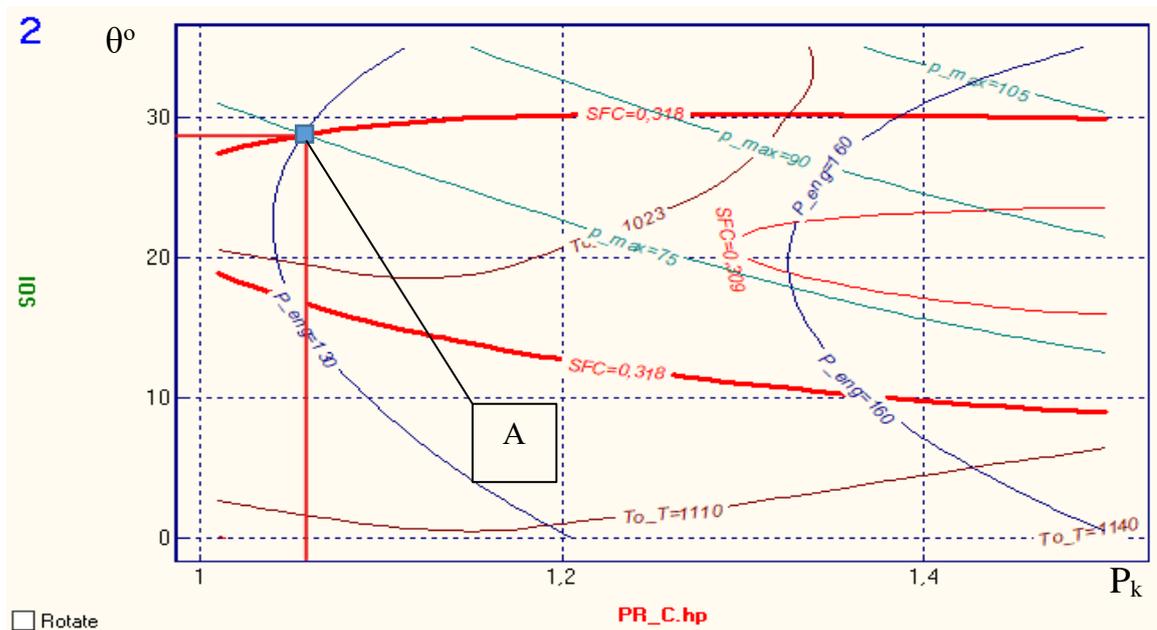


Рисунок 3.1 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=0,7$ ; А- оптимальная точка

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

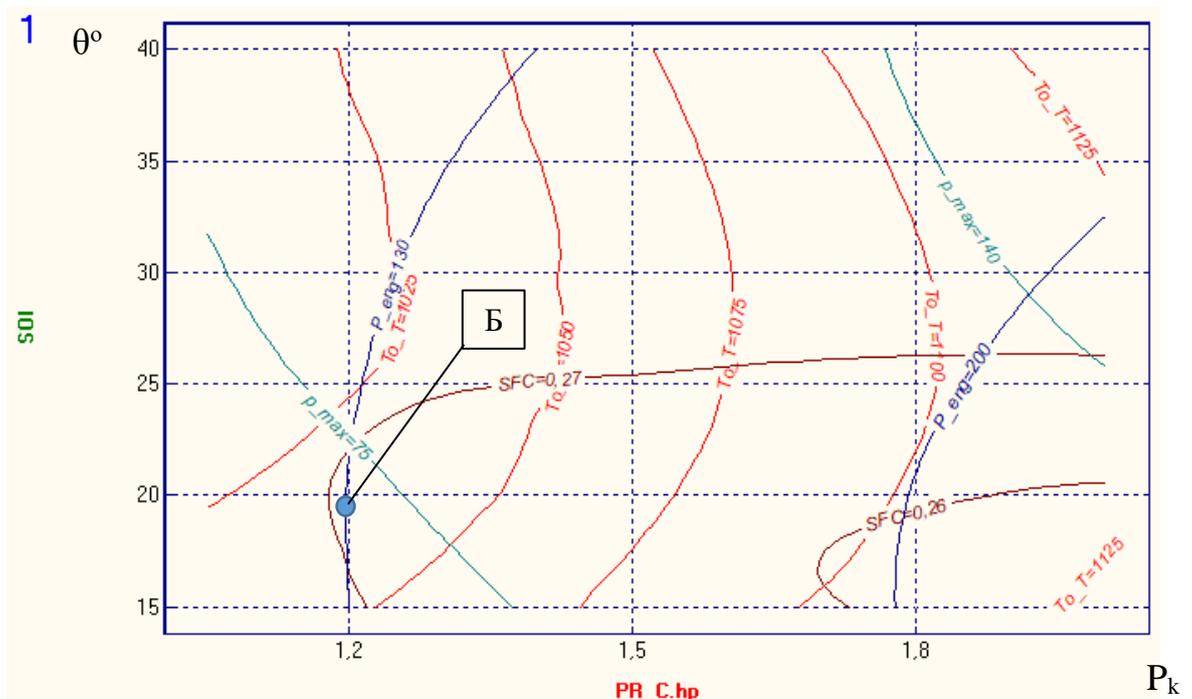


Рисунок 3.2 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=0,9$ ; Б – неоптимальная точка

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, однако идет превышение по максимально допустимой температуре перед турбиной.

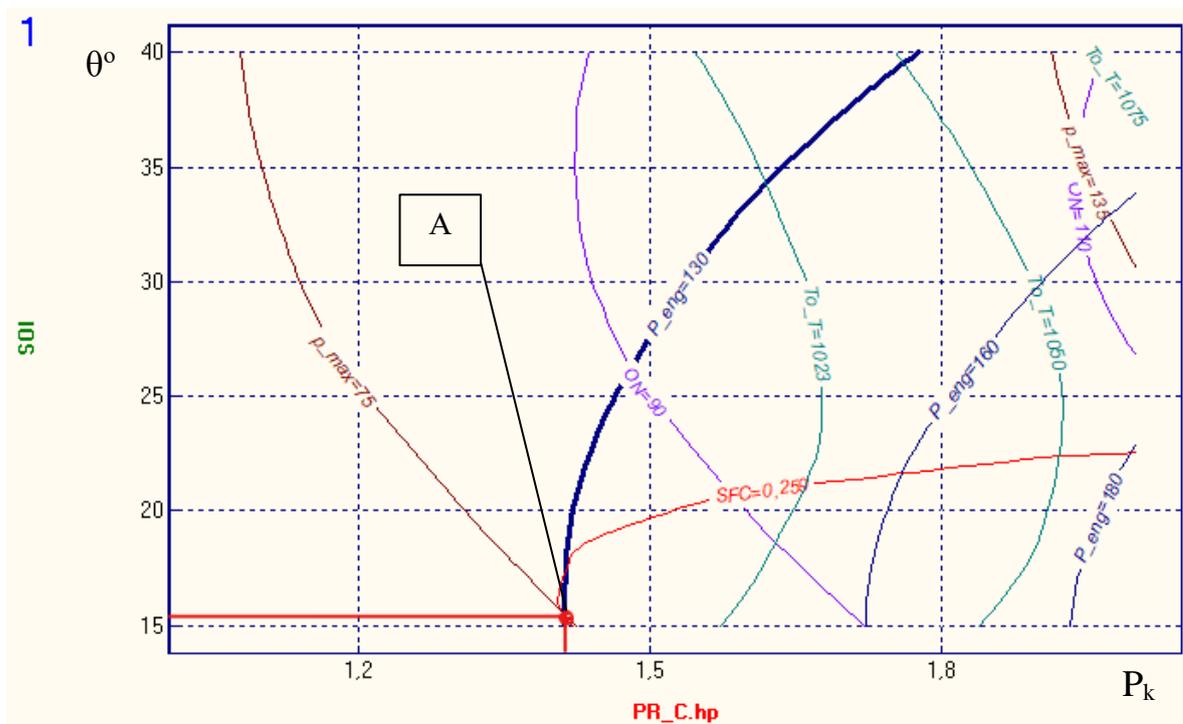


Рисунок 3.3 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=1.1$ ; А - оптимальная точка

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

Таблица 5 – Значения функций рабочего процесса в оптимальных точках, при  $\varepsilon = 8$

$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$P_{eng}$ , кВт	$P_{max}$ , бар	$To_T$ К	ON	SFC кг/кВт/ч
0,7	1,05	28	130	74,2	992	<98	0,318
0,9	1,2	19.5	130	70	1037* <sup>1</sup>	<98	0.269
1,1	1.4	16	130	74,5	1012	<98	0.259

<sup>1</sup>\* - здесь и далее данный параметр не отвечает требованиям ограничений

### Исследование основных параметров двигателя при $\mathcal{E} = 10$ .

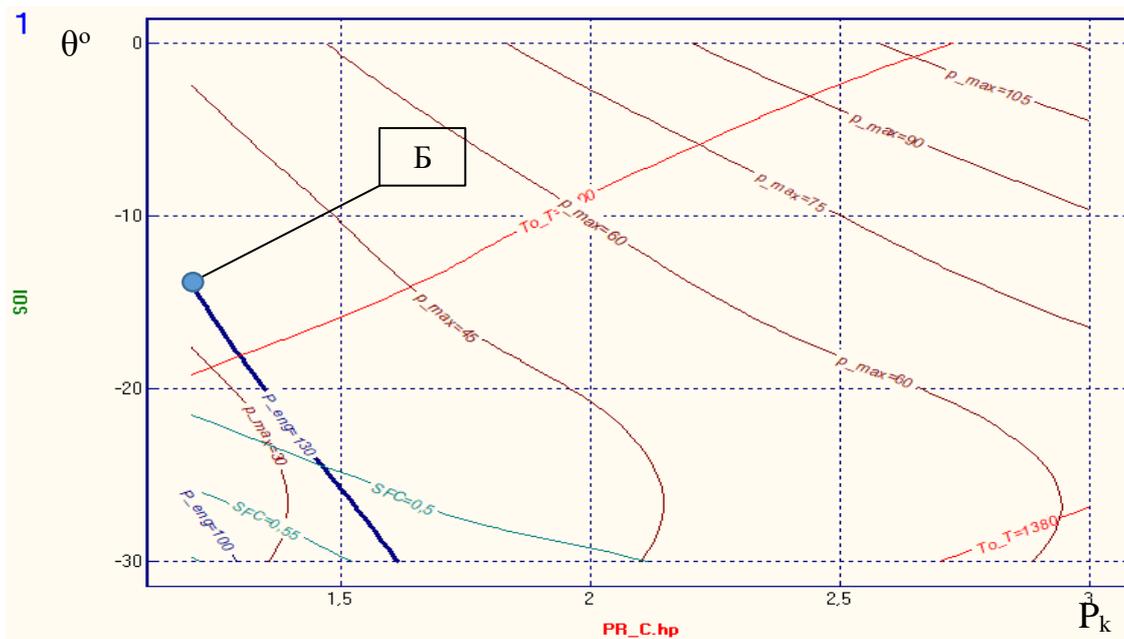


Рисунок 3.4 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=0,7$ ; Б - неоптимальная точка

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, однако идет превышение по максимально допустимой температуре перед турбиной.

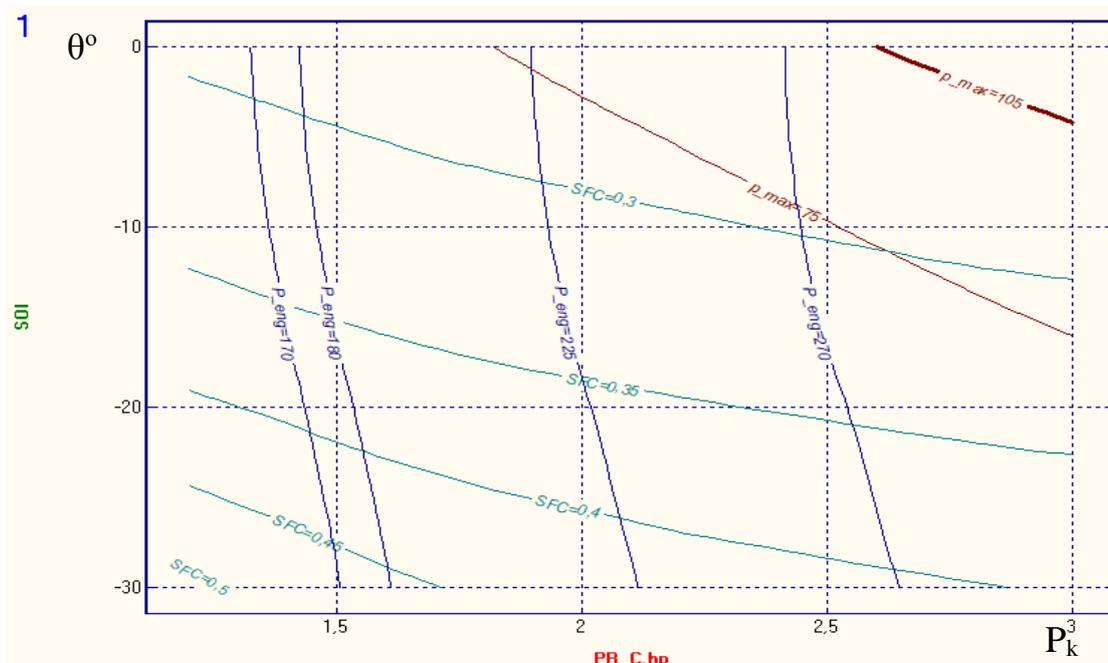


Рисунок 3.5 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=0,9$ ; двигатель не выходит на режим по мощности

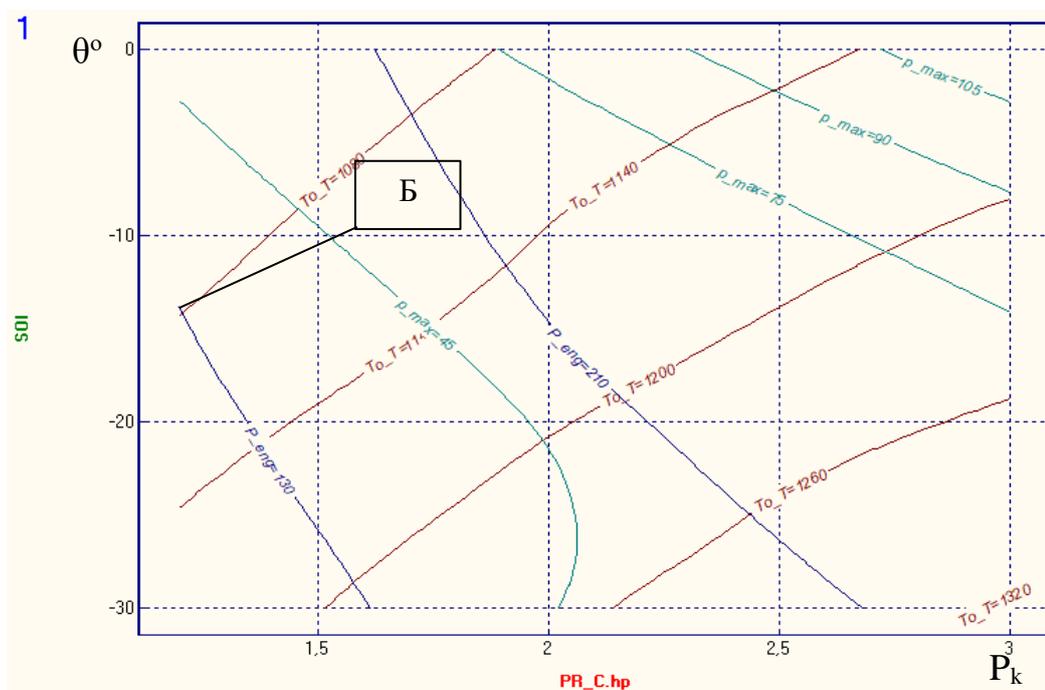


Рисунок 3.6 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=1,1$ ; Б- неоптимальная точка

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, однако идет превышение по максимально допустимой температуре перед турбиной.

Таблица 6 – Значения функций рабочего процесса, при  $\varepsilon = 10$

$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$P_{eng}$ , кВт	$P_{max}$ , бар	$To\_T$ , К	ON	SFC кг/кВт/ч
0,7	1,1	-14	130	74,2	1100*	<98	0,420
0,9	-	-	-	-	-	-	-
1,1	1.1	-14	130	32	1080*	<98	0.310

Точки из таблицы 1,2 нельзя брать во внимание по причине несоответствия ограничениям.

Исследование, проводимое такими же операциями при  $\mathcal{E} = 10$  не дает оптимальных точек. Однако при  $\mathcal{E} = 13$  оптимальные точки с хорошими показателями расхода обнаружены на каждом шаге  $\alpha$ . В связи с этим было принято решение понизить шаг  $\mathcal{E}$  до 0,5.

### Исследование основных параметров двигателя при $\mathcal{E} = 12,5$

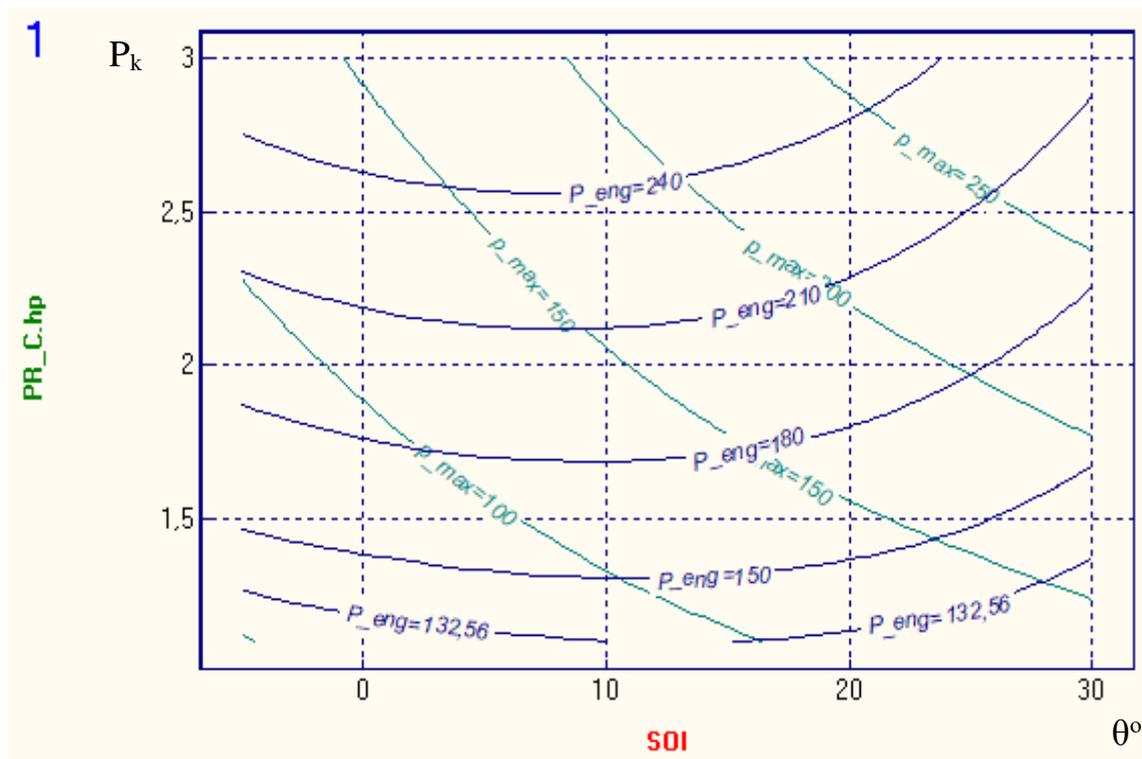


Рисунок 3.7- Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=0,7$ ; оптимальная точка отсутствует: двигатель не выходит на заданную мощность

Так как двигатель не выходит на заданную мощность при этих параметрах, было принято решение провести дополнительное исследование. Полагаем, что  $P_k=1$  и  $\mathcal{E} = 12$  и проводим двухмерное сканирование по  $\alpha$  и  $\theta$ . Результаты представлены на рисунке 3.9.

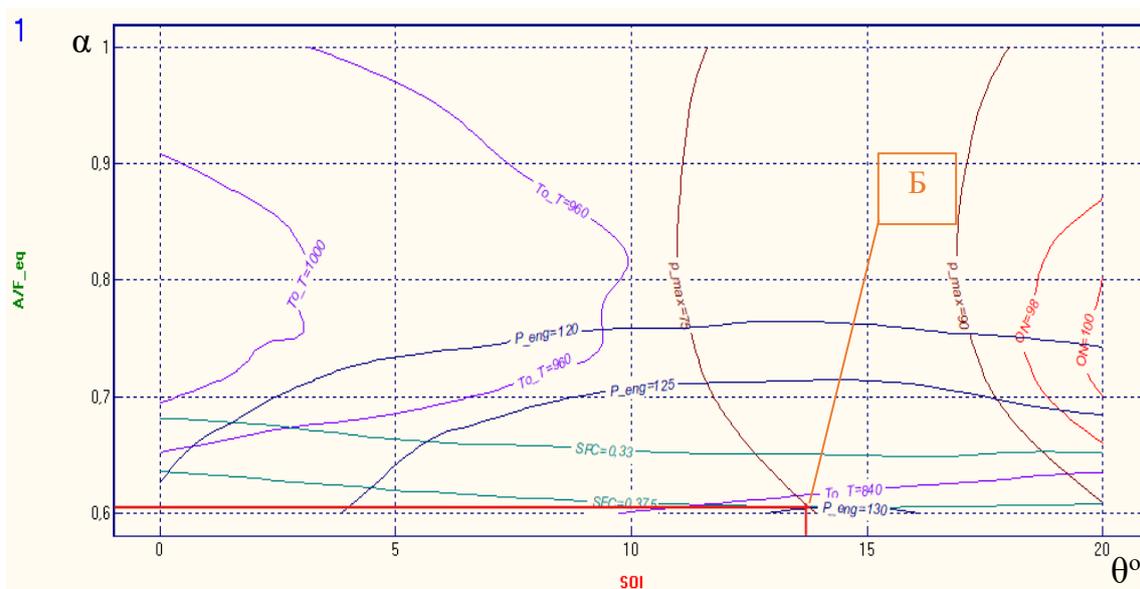


Рисунок 3.8 – влияние  $\alpha$  и  $\theta$  на параметры двигателя без системы наддува, Б-неоптимальная точка

Конечные величины параметров двигателя изложены в таблице 7. Из-за низкого значения коэффициента избытка воздуха и высокого удельного расхода данная точка не может быть принята в качестве оптимальной.

Таблица 7– Параметры точки Б

$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$P_{eng}$ , кВт	$P_{max}$ , бар	$To\_T$ , К	ON	SFC кг/кВт/ч
0,61*	1	13,5	130	74	845	<98	0.375

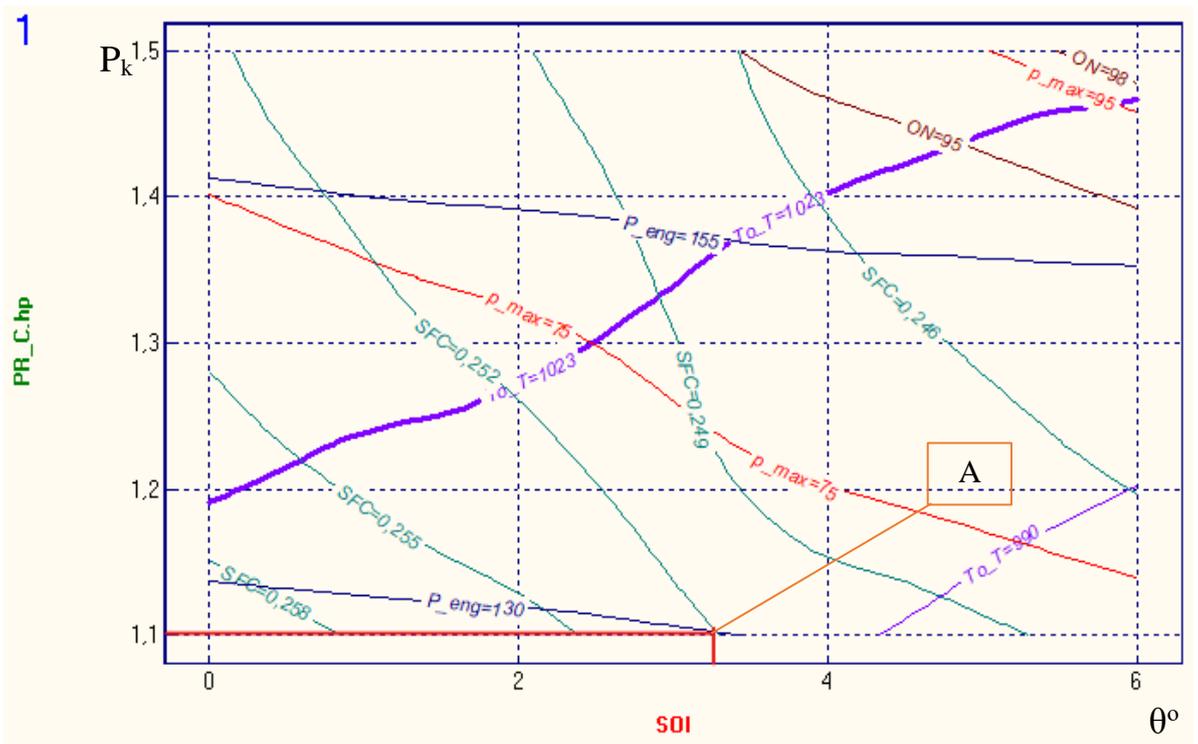


Рисунок 3.9 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=0,9$ ; А - оптимальная точка.

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

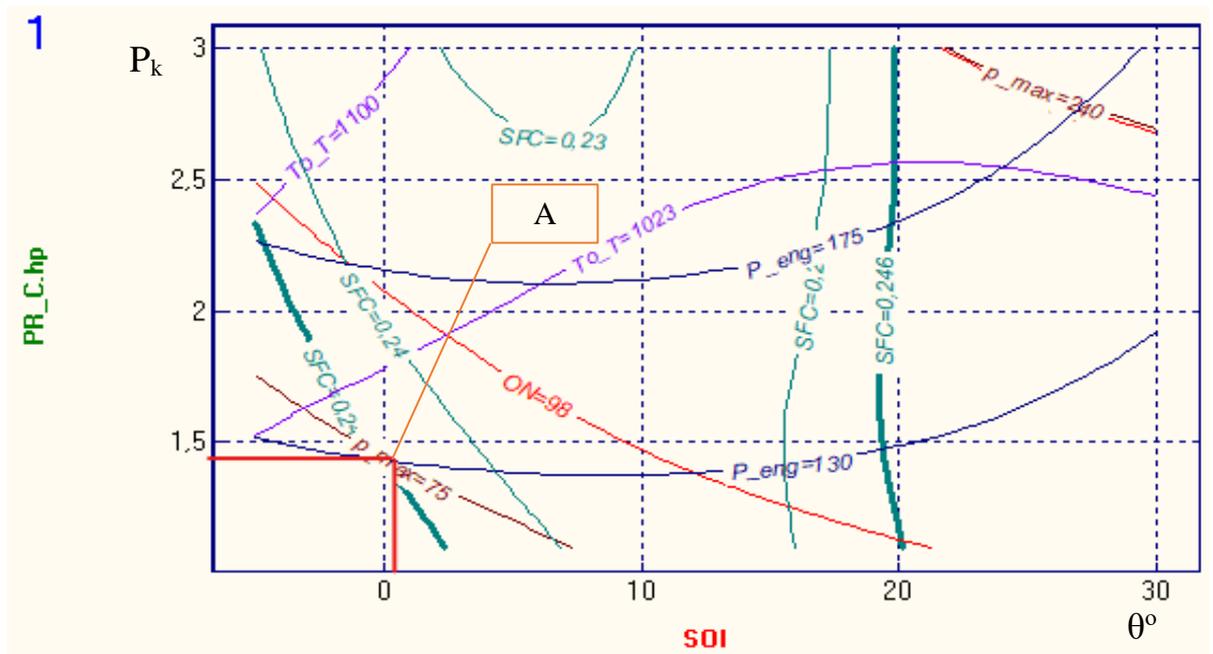


Рисунок 3.10 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=1.1$ ; А- оптимальная точка

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

Таблица 8 – Значения функций рабочего процесса в оптимальных точках, при  $\varepsilon = 12.5$

$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$P_{eng}$ , кВт	$P_{max}$ , бар	$To\_T$ , К	ON	SFC кг/кВт/ч
0,7		-	-	-	-	-	-
0,9	1,1	4	130	70	1013	<98	0.252
1,1	1,42	1	130	74,8	996	<98	0.246

### Исследование основных параметров двигателя при $\varepsilon = 13$

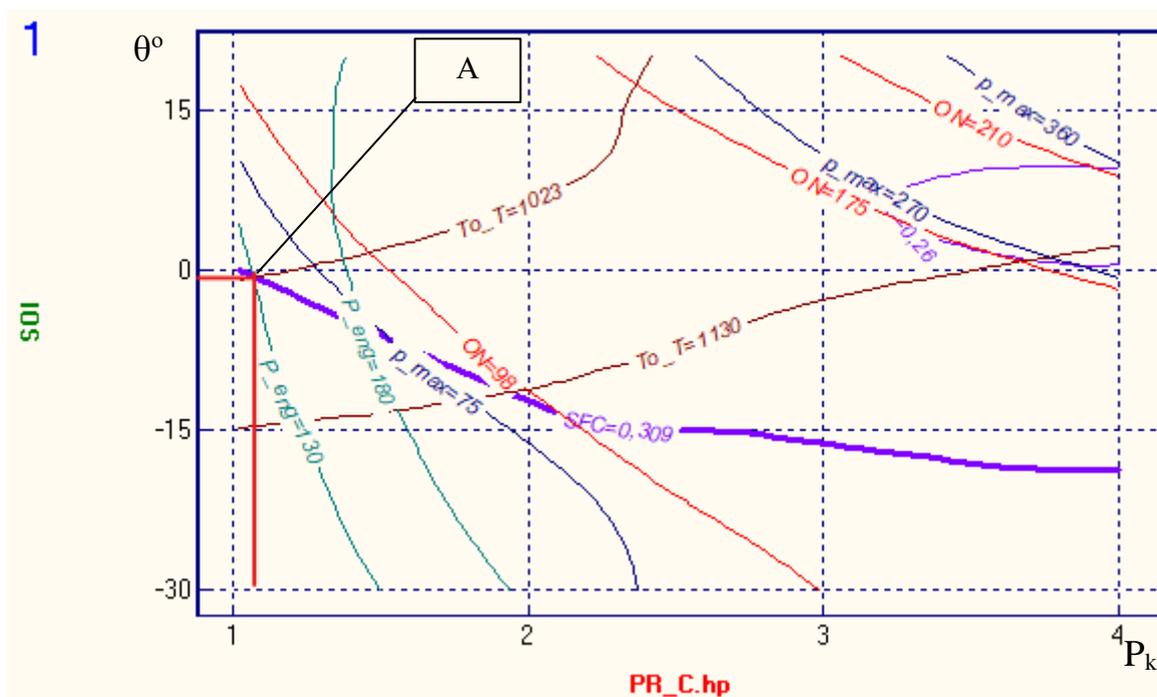


Рисунок 3.11 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=0,7$ ; А - оптимальная точка.

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

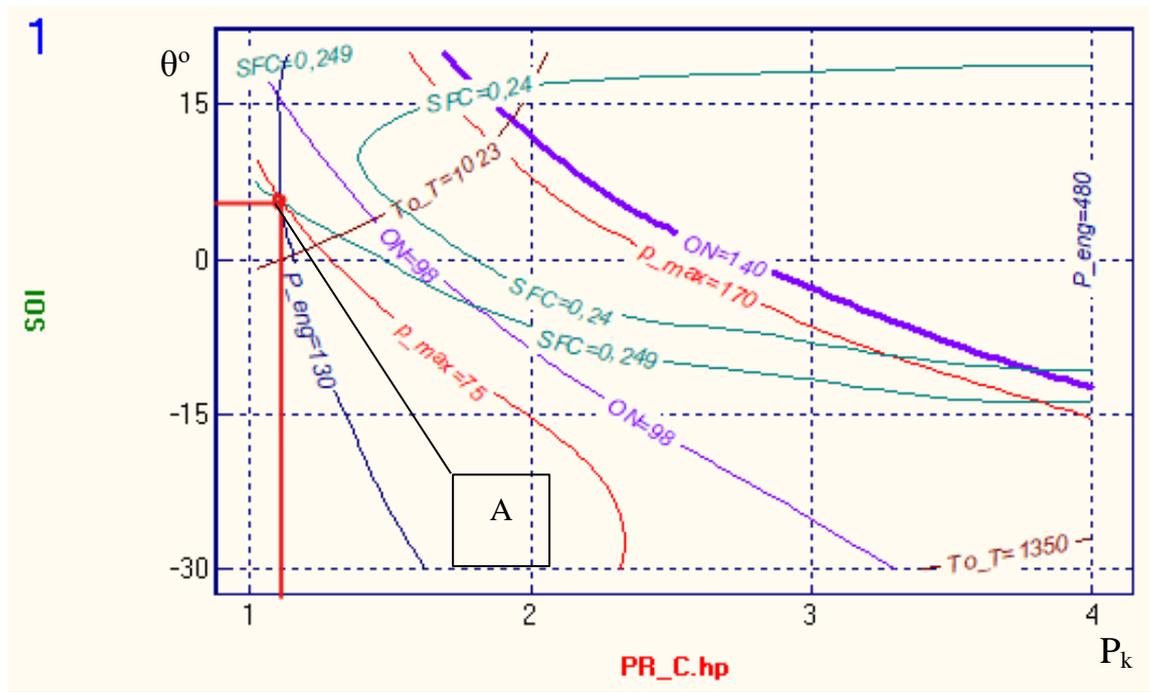


Рисунок 3.12 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=0,9$ ; А - оптимальная точка

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

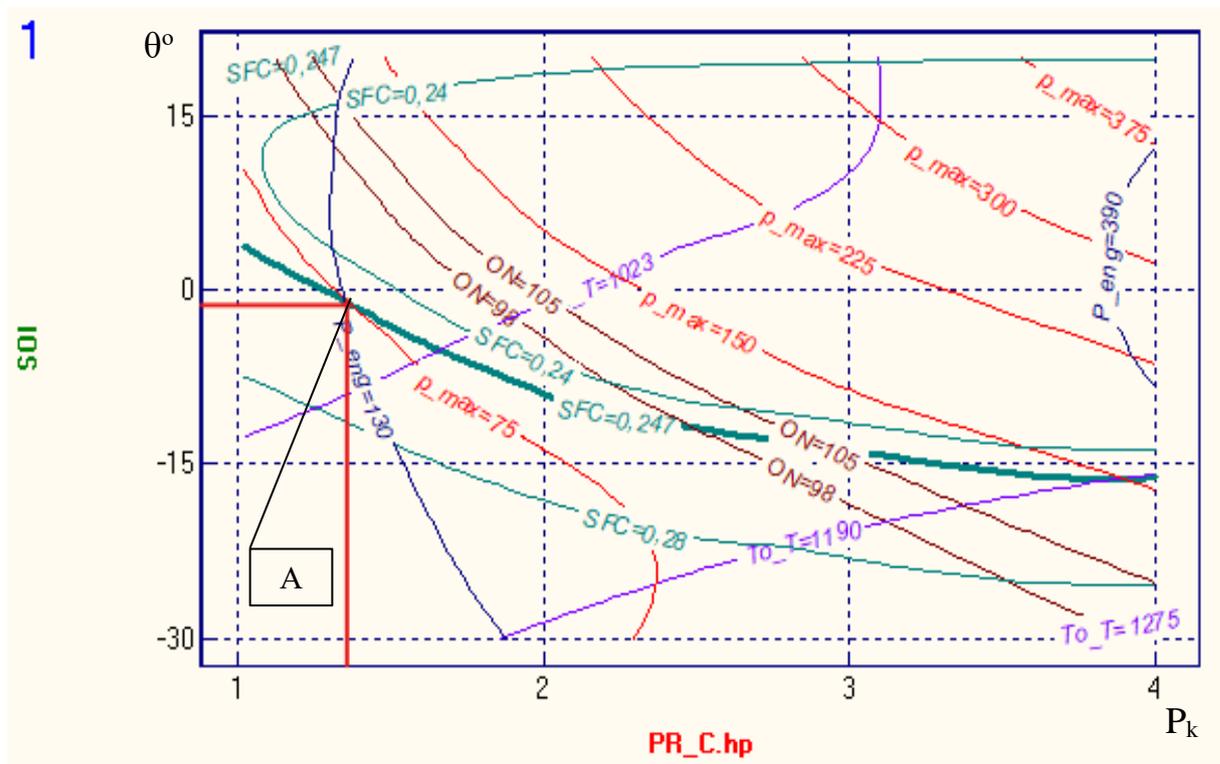


Рисунок 3.13 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=1,1$ ; А - оптимальная точка.

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

Таблица 9 – Значения функций рабочего процесса в оптимальных точках, при  $\varepsilon = 13$

$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$P_{eng}$ , кВт	$P_{max}$ , бар	$T_{o\_T}$ , К	ON	SFC кг/кВт/ч
0,7	1,1	-2	130	63	1022	<98	0,309
0,9	1,2	6	130	74	1005	<98	0,249
1,1	1,4	-2	130	74	998	<98	0,247

Далее по данным из таблиц 5-9 была сформирована таблица 10, в которой представлены точки с наилучшими показателями расхода для каждого  $\varepsilon$ .

Таблица 10 – Определение лучших показателей среди точек

№	$\varepsilon$	$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$P_{eng}$ , кВт	$P_{max}$ , бар	$T_{o\_T}$ , К	ON	SFC кг/кВт/ч
1	8	1,1	1,4	16	130	74,5	1012	<98	0.259
2	12,5	1,1	1,42	1,8	130	74,8	970	<98	0.246
3	13	1,1	1,4	-2	130	74,8	998	<98	0,247

При анализе результатов таблицы 10 было замечено, что на промежутке по  $\varepsilon$  между точками №2 и №3 возможно нахождение лучшего решения поставленной задачи оптимизации. Выглядит целесообразным проведение дополнительного исследования параметров при  $\varepsilon = 12,75$  и  $\alpha$ , принимающей значения от 0,9 до 1,1 с шагом в 0,1. Процесс будет проиллюстрирован рисунками 1,10 - 1,12, данные точек будут представлены в таблице 11.

Исследование основных параметров двигателя при  $\mathcal{E} = 12,75$

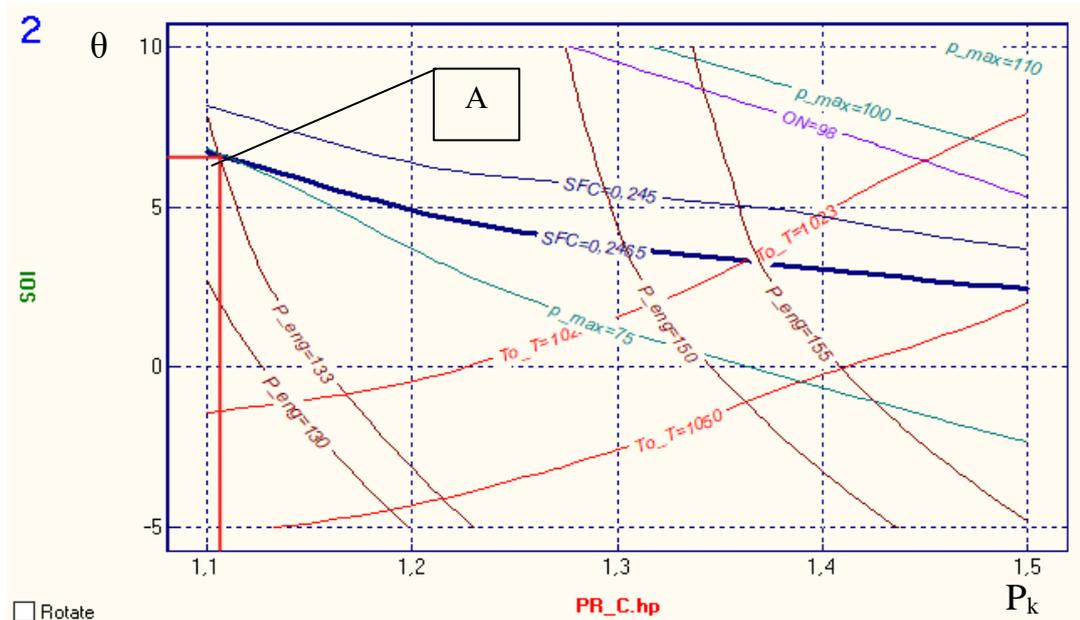


Рисунок 3.14 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=0,9$ ; А - оптимальная точка.

При допущении о повышении мощности до 132 кВт, точка А соответствует всем ограничениям при наименьшем удельном расходе.

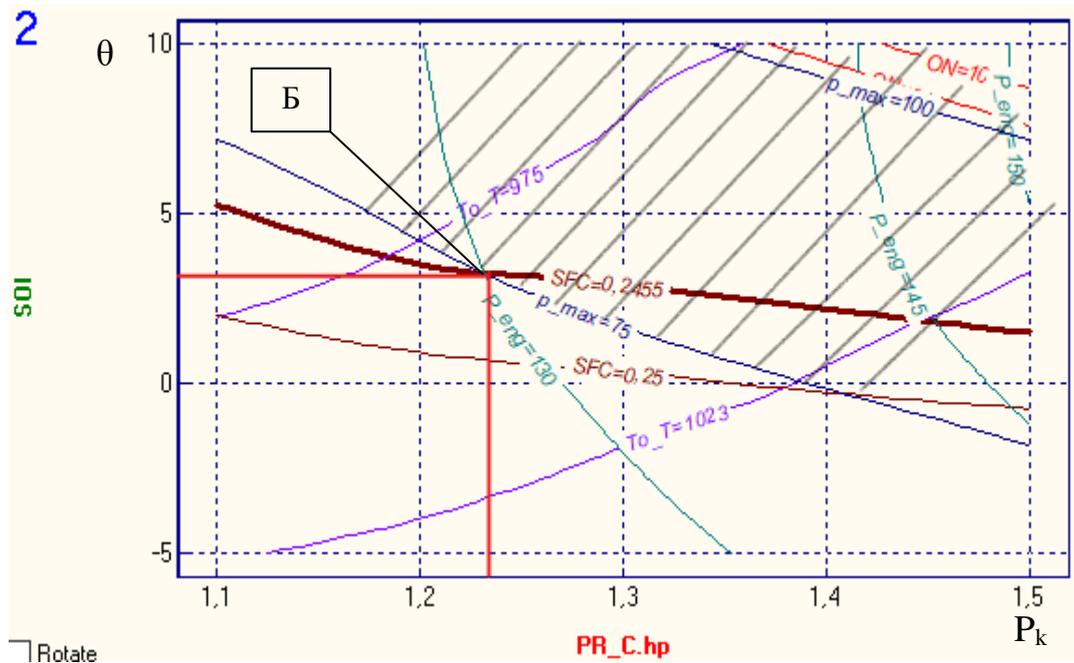


Рисунок 3.15 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=1$ ; Б - оптимальная точка

Данная точка соответствует всем необходимым требованиям и ограничениям, также обладает лучшим показателем удельного расхода.

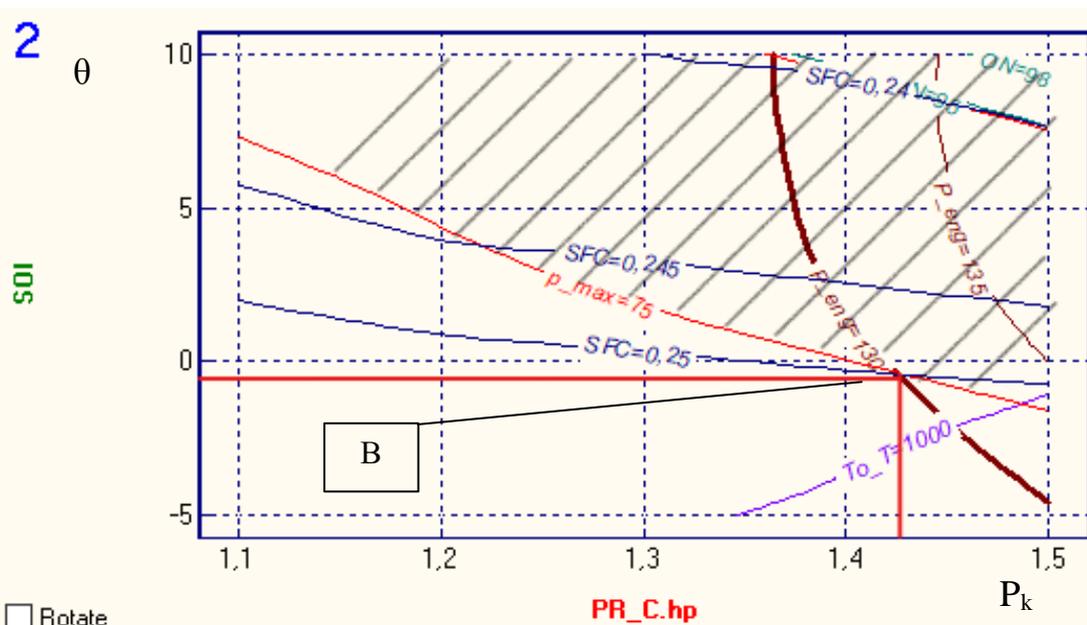


Рисунок 3.16 - Влияние  $P_k$  и  $\theta$  на параметры двигателя при  $\alpha=1,1$ ; А - оптимальная точка

В данном случае присутствует точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

На основании данных этих трех точек, показанных на рисунках 3,14 - 3,16, составлена таблица 11.

Таблица 11 – Определение лучших показателей среди точек при  $\varepsilon=12,75$

Точка	$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$P_{eng}$ , кВт	$P_{max}$ , бар	$To_T$ , К	ON	SFC кг/кВт/ч
А	0,9	1,15	16	132	74,5	950	<98	0,2465
Б	1	1,24	4,3	130	74,8	988	<98	0,2455
В	1,1	1,43	-1	130	74,8	980	<98	0,2505

В качестве оптимизированных параметров принимаем значения точки Б, так как данная конфигурация обладает наименьшим показателем удельного расхода, позволяет добиться заданной мощности с соблюдением ограничений. Данные представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Оптимизированные параметры двигателя

$\varepsilon$	$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$P_{eng}$ , кВт	$P_{max}$ , бар	$To_T$ , К	ON	SFC кг/кВт/ч
12,75	1	1,24	4,3	130	74,96	988	<98	0,246

Таким образом были определены степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, степень повышения давления в компрессоре и угол зажигания. Данная конфигурация получена с учетом достижения необходимой мощности и обеспечением наименьшего удельного расхода. Дальнейшая оптимизация фаз газораспределения будет проводиться с применением этих параметров, как исходных.

## 3.2 Оптимизация фаз газораспределения

### 3.2.1 Определение угла конца впуска

Удельный расход зависит от угла закрытия впускного клапана IVC. Необходимо провести одномерное сканирование этого параметра. Целевая функция – удельный расход. Результаты показаны на рисунке ниже.

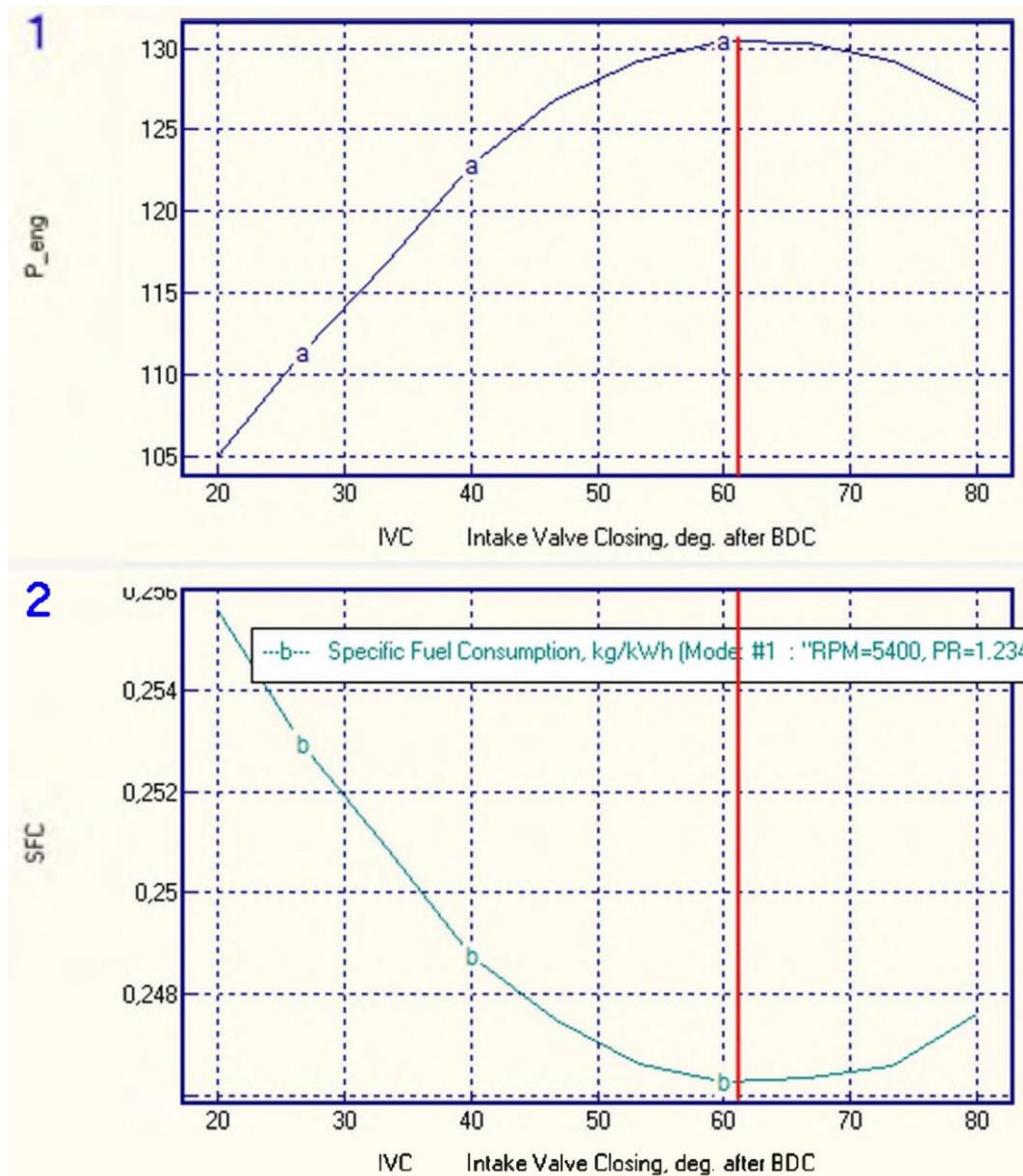


Рисунок 3.2.1 - Определение угла закрытия впускного клапана

Как видно из диаграммы на рисунке 3.2.1, минимум удельного расхода наблюдается в определенной точке при строго определенном угле опережения открытия впускных клапанов.

Таким образом, берется **угол закрытия впускного клапана:  $61^\circ$**  после НМТ.

### 3.2.2 Определение угла перекрытия клапанов

Угол перекрытия клапанов получают оптимальным соотношением угла закрытия выпускного клапана EVC и угла открытия впускного клапана IVO. Соответственно, для определения угла перекрытия будет произведено двумерное сканирование по этим параметрам. Целевая функция – SFC.

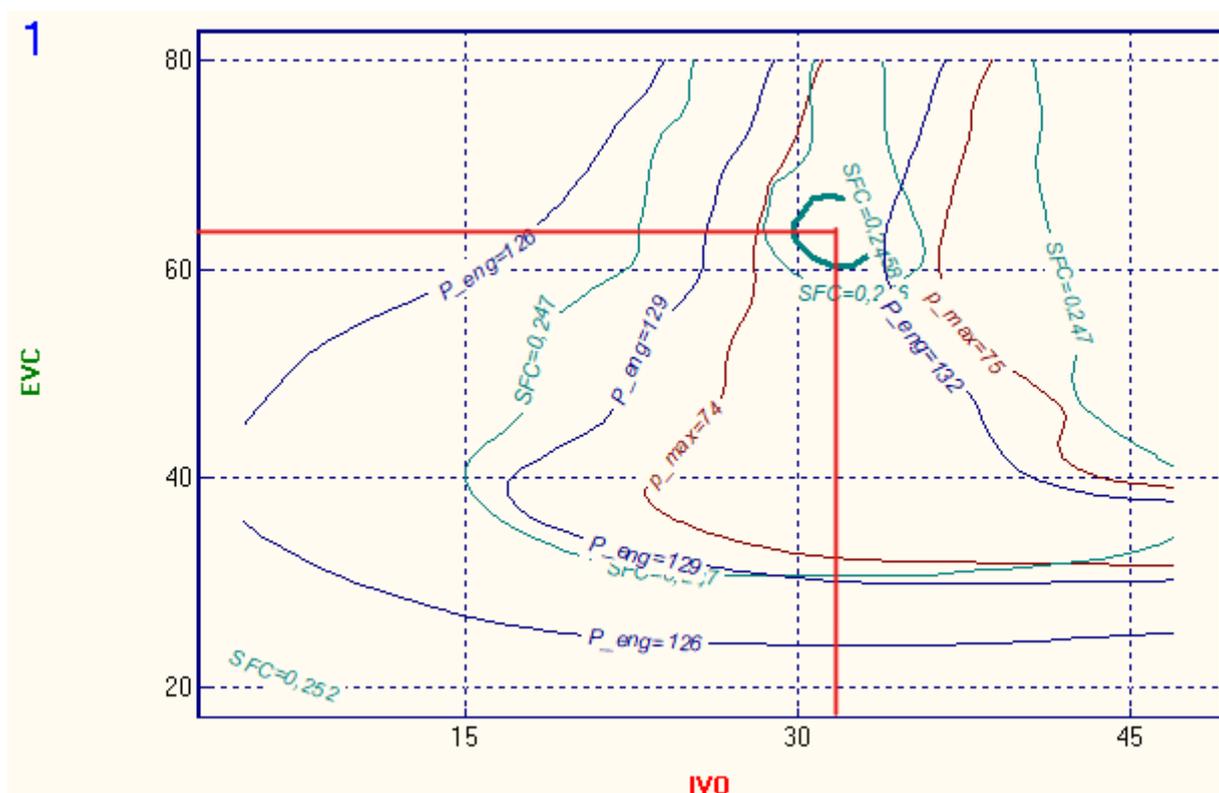


Рисунок 3.2.2 - Двумерное сканирование по углу открытия впускного клапана и углу закрытия выпускного клапана

По результатам сканирования, выбирается точка, расположенная в области на рис. 3.2.2 с параметрами, подходящими для оптимизации – достижение минимального удельного расхода и мощности 130 кВт.

Принят угол начала открытия впускного клапана: 33° до ВМТ, угол закрытия выпускного клапана: 64° за ВМТ.

### 3.2.3 Определение угла начала выпуска

Произведем регулировку угла EVO методом 1D-сканирования. Целевая функция – удельный расход.

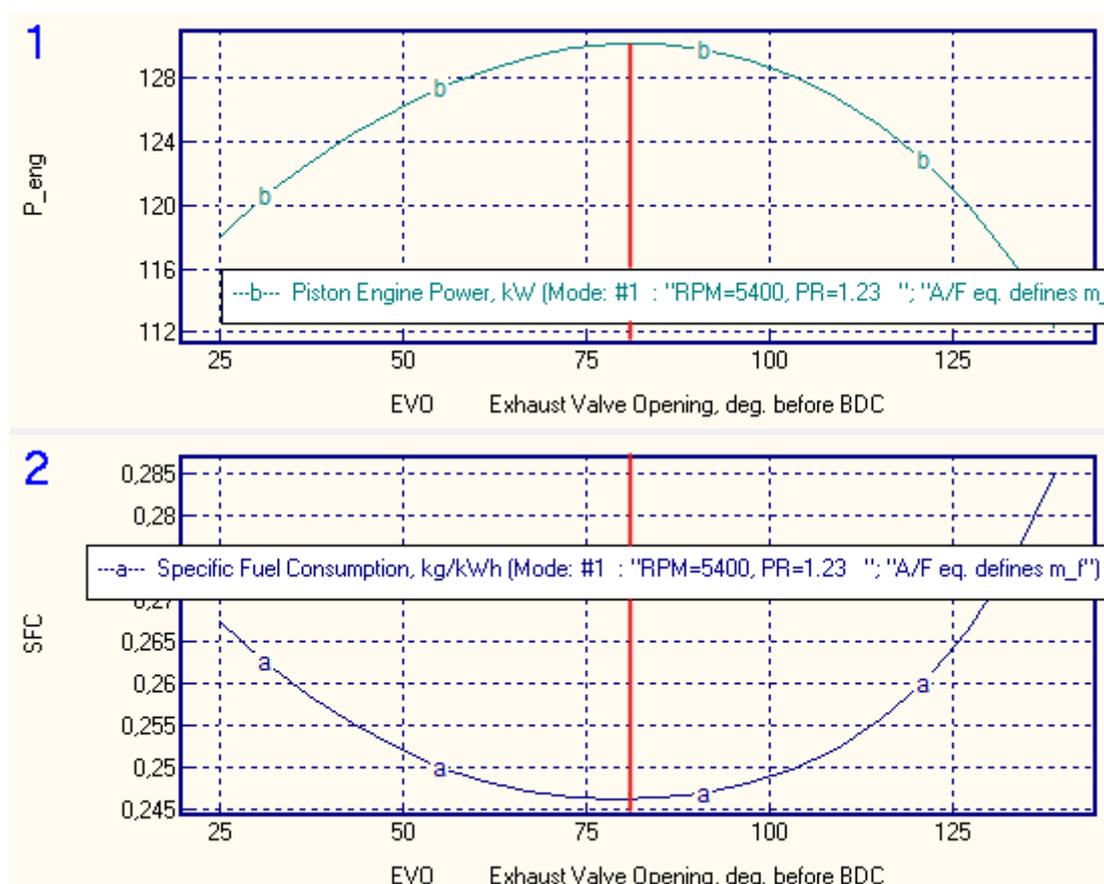


Рисунок 3.2.3 - Одномерное сканирование по углу открытия выпускного клапана.

На обоих графиках наблюдается максимумы при одной и той же величине угла EVO (before BDC). Примем угол открытия выпускного клапана равным 79° до НМТ.

### 3.3 Результаты оптимизации рабочего процесса

Полученные величины (см таблицу 3) позволяют данному двигателю достичь мощности в 130 кВт при  $n=5400 \text{ мин}^{-1}$  на уровне земли с сохранением поставленных ограничений.

Таблица 13 - Результаты оптимизации параметров: степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, угол опережения зажигания, давление наддува, фазы газораспределения.

Параметр	Значение
$\varepsilon$	12,75
$\alpha$	1
$\theta$	4,1°
$P_k$	1.24
EVO	79° до НМТ
IVO	33° до ВМТ
IVC	64° за НМТ
EVC	64° за ВМТ

#### 4 Выбор оптимальных режимных параметров для мощности 130 кВт на уровне 4, 2, 1 км над уровнем моря

В соответствии с заданием было проведено исследование влияния параметров:  $P_k$ ,  $\theta$ ,  $\alpha$  на удельный расход и мощность в программе ДИЗЕЛЬ-РК.

Используя метод 2-х мерного сканирования, с фиксацией  $\alpha(0,7;0,8;0,9;1,0;1,1)$ , были найдены оптимальные значения  $P_k$  и  $\alpha$ . Результаты исследований приведены в виде графиков, изображенных на рисунках 4.1-4.5 и в виде таблицы 4 с параметрами всех исследованных точек.

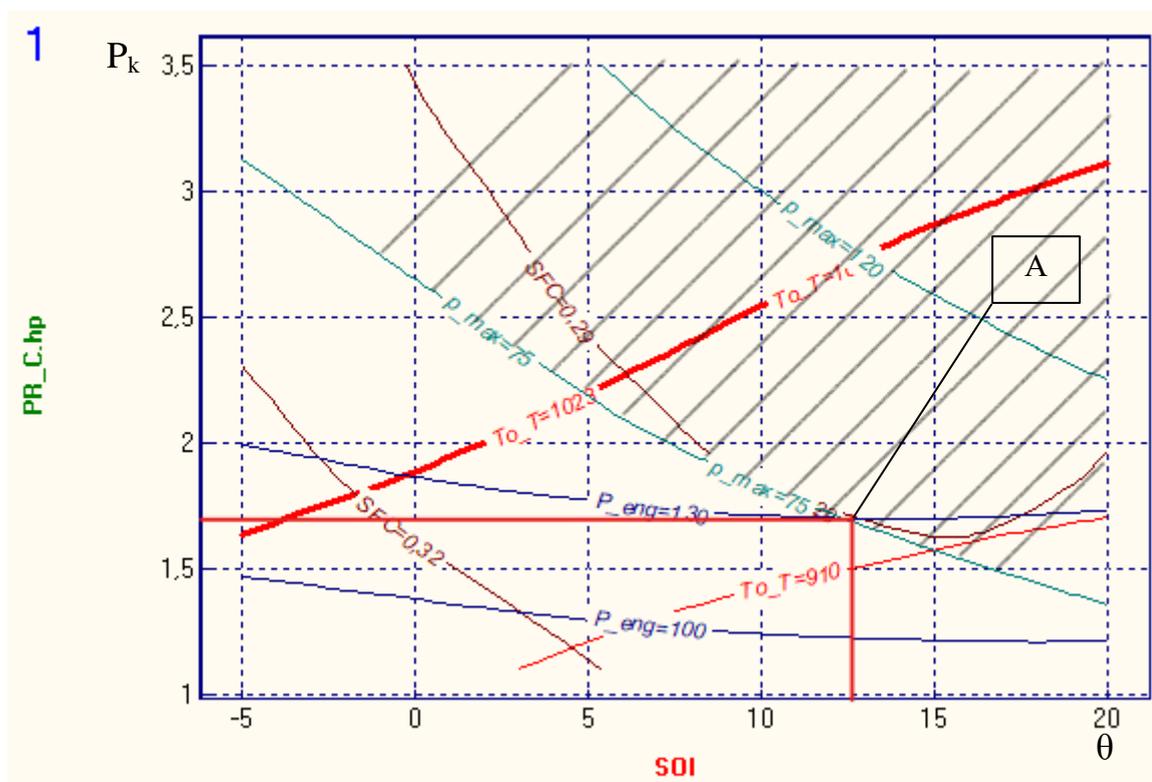


Рисунок 4.1- Влияние  $P_k$ ,  $\theta$  на параметры двигателя на высоте 4 км от уровня моря, при  $\alpha = 0,7$ ; А- оптимальная точка

На рисунке 4.1 присутствует оптимальная точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

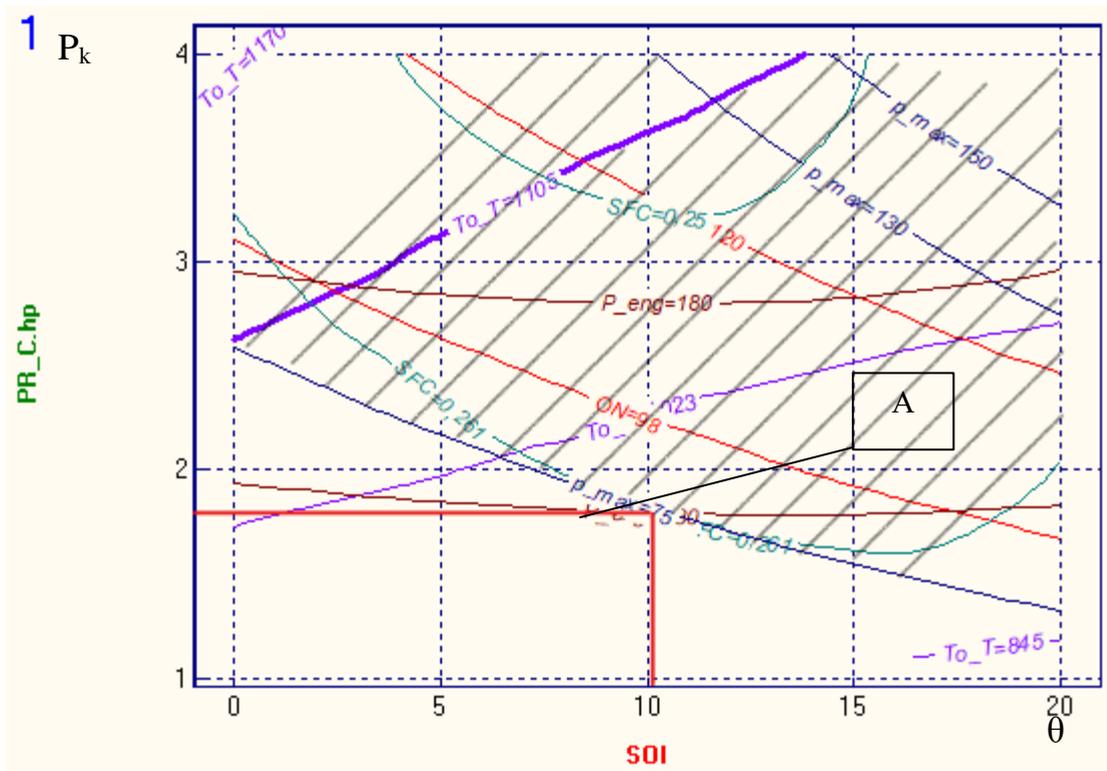


Рисунок 4.2- Влияние  $P_k$ ,  $\theta$  на параметры двигателя на высоте 4 км от уровня моря, при  $\alpha = 0,8$ ; A - оптимальная точка

На рисунке 4.2 присутствует оптимальная точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

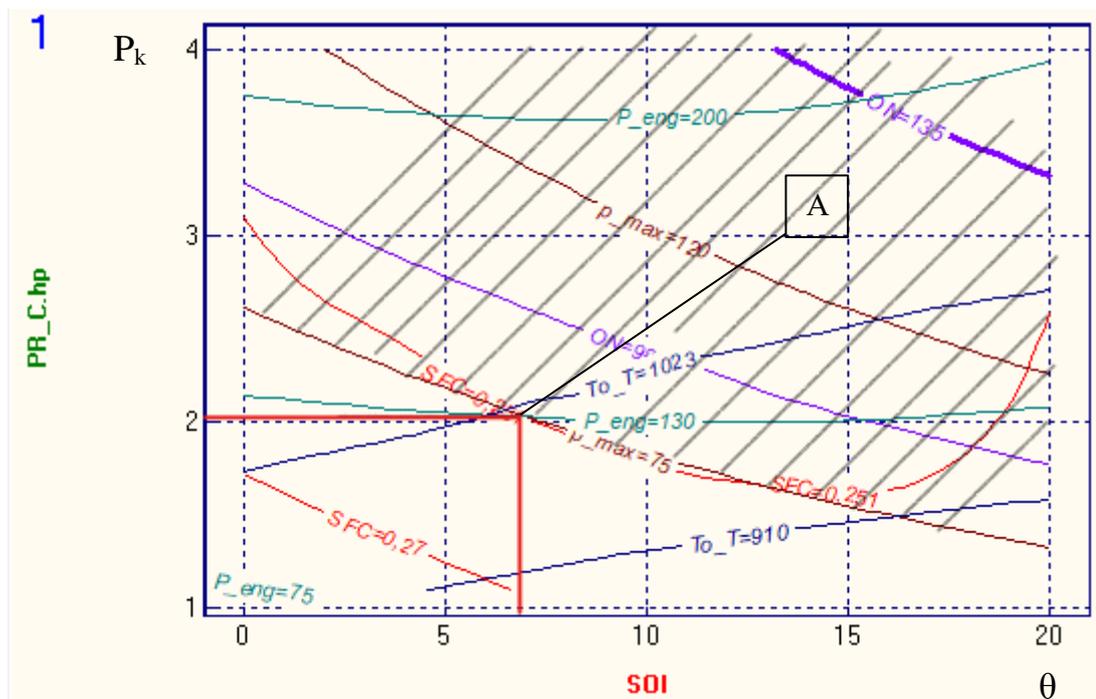


Рисунок 4.3 - Влияние  $P_k$ ,  $\theta$  на параметры двигателя на высоте 4 км от уровня моря, при  $\alpha = 0,9$ ; A - оптимальная точка

На рисунке 4.3 присутствует оптимальная точка, мощность в которой соответствует заданной, параметры в ней не превышают ограничений.

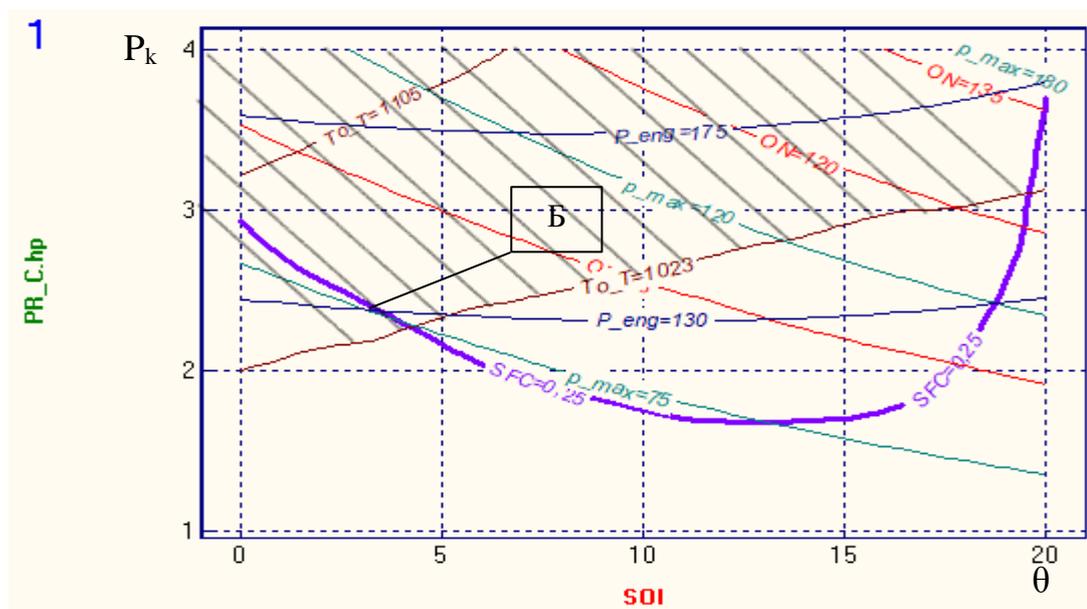


Рисунок 4.4 - Влияние  $P_k$ ,  $\theta$  на параметры двигателя на высоте 4 км над уровнем моря, при  $\alpha = 1$ ; Б – неоптимальная точка

Как видно из графика, приведенного на рисунке 4.4, при  $\alpha = 1$  не удастся получить точку, параметры в которой не превышали бы ограничения по температуре отработавших газов перед турбиной, и добиться необходимой мощности

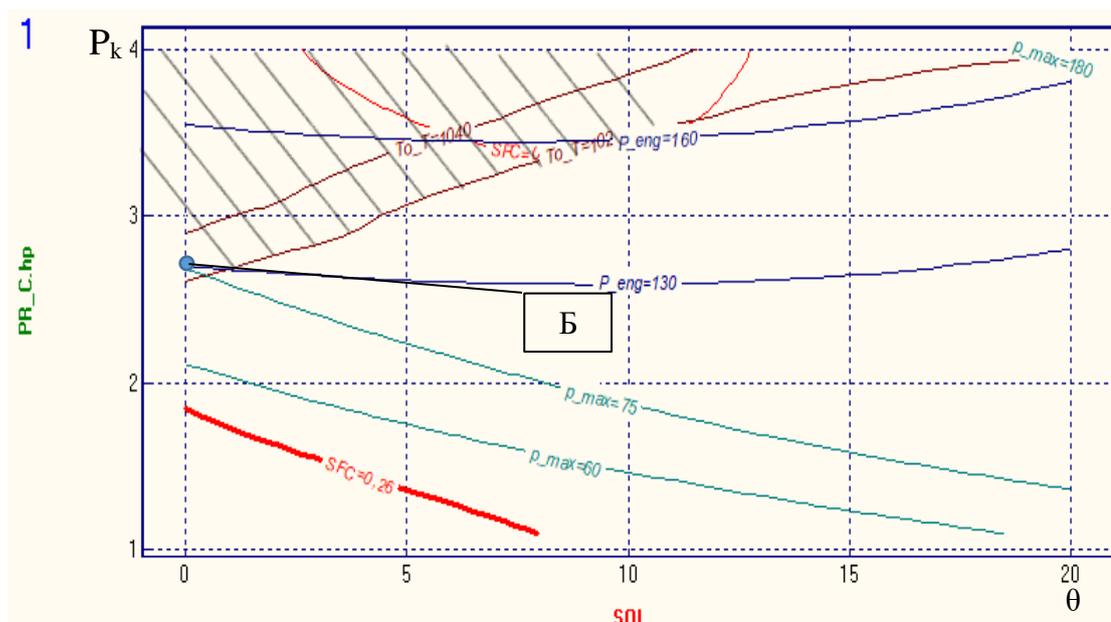


Рисунок 4.5 - Влияние  $P_k$ ,  $\theta$  на параметры двигателя на высоте 4 км над уровнем моря, при  $\alpha = 1,1$ ; Б – неоптимальная точка

Таким образом, только на трех значениях коэффициента избытка воздуха из всего диапазона удастся достичь необходимого результата. Наименьший удельный расход был получен при  $\alpha = 0,9$ . Для уточнения полученных данных было осуществлено одномерное сканирование в программе ДИЗЕЛЬ-РК с целевой функцией – удельный расход. Процесс описан рисунком 4.6, а результаты изложены в таблице 4.

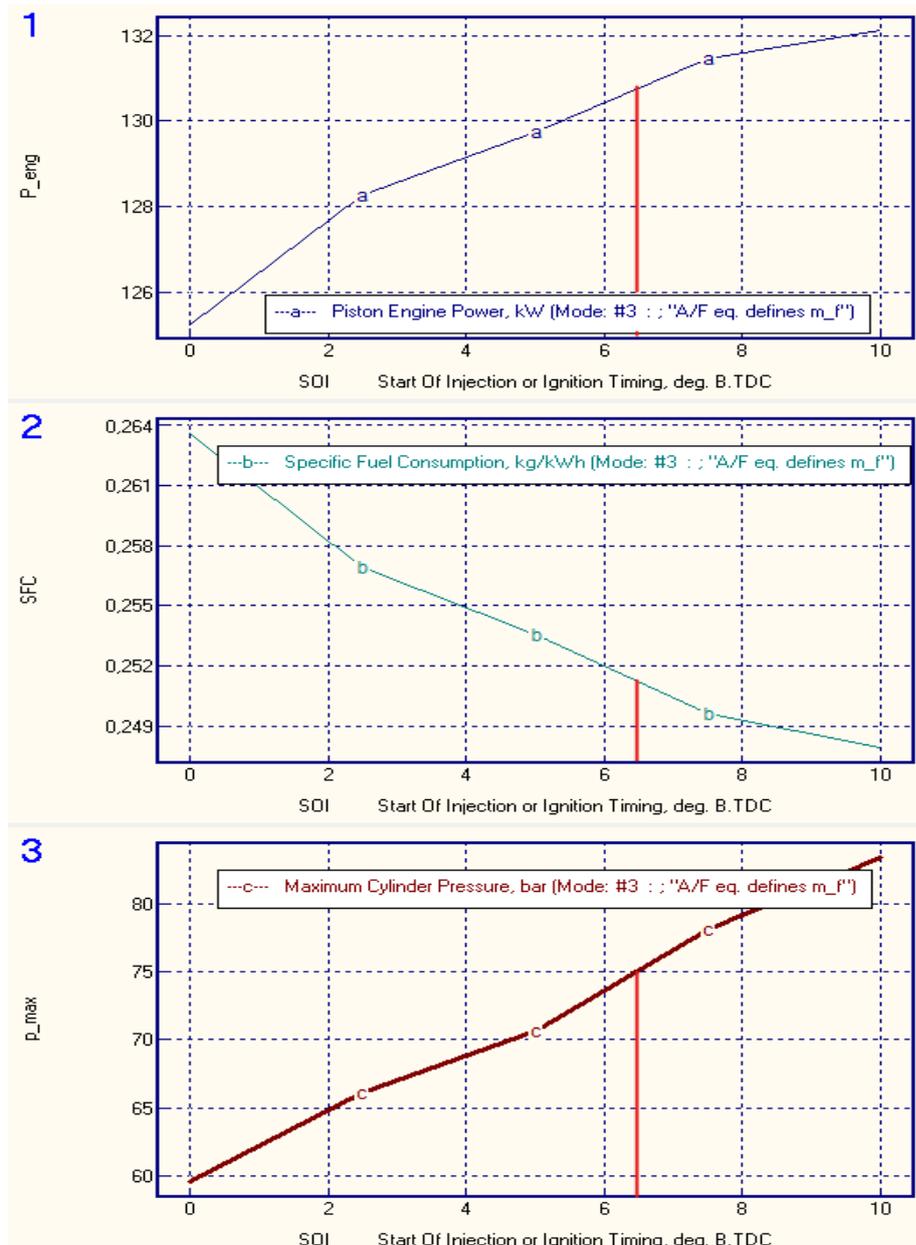


Рисунок 4,6 - Определение конечных значений целевой функции при  $\alpha = 0,9$

Таблица 14. Итоговые значения точек на высоте 4 км

№	$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$T_{o\_T},$ К	$P_{eng},$ кВт	SFC, кг/кВт/ч
1	0,7	1,7	12,8	930	130	0,291
2	0,8	1,8	10,5	984	130	0,261
3	0,9	2,05	6,4	1020	130,7	0,251
4	1	2,45	3,5	1030*	130	0,252
5	1,1	2,70	0	1028*	130	0,257

Итогом оптимизации на данной высоте будет являться третья конфигурация параметров, так как мощность 130 кВт достигается и ограничения не превышены. Выбраны следующие значения:  $P_k = 2,05$ ;  $\alpha = 0,9$ ;  $\theta = 6,4^\circ$ .

Для оптимизации и расчета параметрах на высоте 1км и 2 км были проделаны похожие операции. Ниже представлены таблицы 15 и 16 с оптимальными точками для высот 2 и 1 км.

Таблица 15. Итоговые значения точек на высоте 2 км

№	$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$T_{o\_T},$ К	$P_{eng},$ кВт	SFC, кг/кВт/ч
1	0,7	1,75	3,5	1015	130	0,251
2	0,8	1,38	10	990	130	0,259
3	0,9	1,45	6,7	987	131	0,249
4	1	1,70	3,8	1016	130,8	0,247
5	1,1	1,92	0,2	1018	130,6	0,248

Итогом оптимизации на данной высоте будет являться четвертая конфигурация параметров, так как мощность 130 кВт достигается и ограничения не превышены. Выбраны следующие значения:  $P_k = 1,7$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\theta = 3,8^\circ$ .

Таблица 16. Итоговые значения точек на высоте 1 км

№	$\alpha$	$P_k$	$\theta^\circ$	$T_{o\_T},$ К	$P_{eng},$ кВт	SFC, кг/кВт/ч
1	0,7	1,1	4	960	130	0,310
2	0,8	1,15	3,8	976	130	0,257
3	0,9	1,25	7,7	988	130	0,249
4	1	1,42	4	990	130	0,248
5	1,1	1,6	0,75	996	130	0,247

Итогом оптимизации на данной высоте будет являться пятая конфигурация параметров, так как мощность 130 кВт достигается и ограничения не превышены. Выбраны следующие значения:  $P_k = 1,6$ ;  $\alpha = 1,1$ ;  $\theta = 0,75^\circ$ .

Была сформирована итоговая таблица 16, в которой указаны оптимизированные значения режимных параметров для разных высот.

Таблица 17 - Результаты оптимизации для разных высот

Высота, км	$P_k$	$\alpha$	$\theta^\circ$
1	1,6	1,1	0,75
2	1,7	1	3,8
3	2,05	0,9	6,4

## Заключение

Проведен расчет и оптимизация оппозитного авиационного искрового двигателя жидкостного охлаждения типа 4ЧН9,6/7,6 со взлетной мощностью 130 кВт при 5400 мин<sup>-1</sup>.

При помощи настройки параметров: степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, давление наддува, фазы газораспределения, угол опережения зажигания был осуществлен вывод двигателя на необходимый мощностной режим с сохранением заданного числа оборотов. Оптимизированные параметры двигателя приведены в таблице ниже.

Параметр	Значение
$\varepsilon$	12,75
$\alpha$	1
$\theta$	4,1°
$P_k$	1.24
EVO	79° до НМТ
IVO	33° до ВМТ
IVC	64° за НМТ
EVC	64° за ВМТ

Произведен расчет и оптимизация на высотах 1 км, 2 км, 4 км, варьируя параметрами: угол опережения зажигания, коэффициент избытка воздуха, давление наддува, для получения мощности 130 кВт при 5400 мин<sup>-1</sup>. Оптимизированные режимные параметры приведены в таблице ниже.

Высота, км	$P_k$	$\alpha$	$\theta^\circ$
1	1,6	1,1	0,75
2	1,7	1	3,8
3	2,05	0,9	6,4

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Учебное пособие для студентов ВУЗов и аспирантов «Описание математических моделей, решение оптимизационных задач»/ А. С. Кулешов

2. Электронное учебное пособие по теме «Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания» / Ю. Л. Ковылов, С. В. Крашенинников

3. Учебник для втузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубков, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.

4. Учебное пособие по теме «Форсирование двигателей. Системы и агрегаты наддува» / В.В. Синявский, И.Е. Иванов