

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(институт, факультет)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Двигатели внутреннего сгорания

(направленность (профиль/специализация))

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Концепция применения турбонаддува на двигателях семейства  
ВАЗ

Студент	<u>П.Т. Мародасейнов</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
Руководитель	<u>В.В. Смоленский</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
Консультанты	<u>А.Г. Егоров</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
	<u>Т.С. Анисифорова</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
	<u>П.А. Корчагин</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>

Допустить к защите  
Зав. кафедрой «ЭМСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.

Тольятти 2019

## АННОТАЦИЯ

Название бакалаврской работы «Концепция применения турбонаддува на двигателях семейства ВАЗ».

Бакалаврская работа посвящена вопросу применения турбоагнетателей на малолитражный двигатель легкового бензинового автомобиля ВАЗ.

Автор подробно изучает вопрос применения турбонаддува в двигателях со значительным перепадом давления при работе на нагрузочных или ненагрузочных режимах работы.

Данная работа состоит из пояснительной записки на 63 стр, введения на 2 стр, включая 47 рисунков, 0 таблиц, списка 20 источников, в том числе 6 источников на иностранном языке и одного приложения, и чертежей на 7 листах формата А1.

Целью бакалаврской работы является расчет двигателя с и турбонаддувом и его сравнение с характеристиками базового атмосферного двигателя.

Объектом бакалаврской работы является двигатель внутреннего сгорания. Предметом бакалаврской работы является расчет бензинового двигателя с турбонаддувом.

В расчетной части производится тепловой, кинематический, динамический, прочностной расчет. На основе теплового расчёта проводится расчет его рабочих и конструктивных параметров.

Бакалаврская работа может быть разделена на следующие логически взаимосвязанные части:

- Тепловой расчет и тепловой баланс двигателя, где проведен расчет основных параметров проектируемого двигателя. Представлено сравнение характеристик для двигателя с наддувом и атмосферного двигателя.
- Кинематический расчет показывает изменение кинематических параметров поршневой группы. Динамический расчет, где определяются силы и нагрузки, действующие в кривошипно-шатунном механизме, а также условия для уравнивания двигателя.

– Также проведен расчет турбокомпрессора и составлена программа для имитационного моделирования наддува на малолитражный двигатель, проведен анализ конструкции спроектированного двигателя.

В графической части работы приводятся продольный и поперечный разрезы двигателя, внешние скоростные характеристики и тепловой баланс, плакаты с диаграммами расчетов, турбокомпрессор с системой перепуска.

Таким образом, эти результаты приводят нас к выводу, что применение турбонаддува является весьма перспективной задачей, решение которой затрагивает многие аспекты проектирования двигателей.

## ABSTRACT

The title of the thesis (undergraduate project): "The concept of using turbocharging on engines of the VAZ family."

The diploma work is devoted to the use of turbochargers on the subcompact car VAZ gasoline passenger car.

The author studies in detail the use of turbocharging in engines with significant differential pressure when operating in load or non-load operating modes.

This thesis consists of an explanatory note on 63 pages, an introduction on 2 pages, including 47 figures, 0 tables, a list of 20 sources, including 6 sources in a foreign language and one application, and drawings on 7 A1 sheets.

The purpose of the bachelor's work is to calculate the engine with and turbocharging and its comparison with the characteristics of the basic atmospheric engine.

The object of the thesis is the engine of internal combustion. The subject of the thesis is the calculation of a turbo-charged gasoline engine.

In the computational part, a thermal, kinematic, dynamic, strength calculation is performed. Based on the thermal calculation, the calculation of its working and design parameters is carried out.

Thesis can be divided into the following logically interrelated parts:

- Thermal calculation and heat balance of the engine, where the calculation of the main parameters of the designed engine. A comparison of characteristics for a supercharged engine and an atmospheric engine is presented.

- Kinematic calculation shows the change in the kinematic parameters of the piston group. Dynamic calculation, where the forces and loads acting in a crank mechanism are determined, as well as conditions for engine balancing.

- Also, the turbocharger was calculated and a program for simulating the boost to the small engine was made, the design of the engine designed was analyzed.

The graphic part of the work contains longitudinal and transverse sections of the engine, external speed characteristics and heat balance, posters with calculation diagrams, a turbocharger with a bypass system.

Thus, these results lead us to the conclusion that the use of turbocharging is a very promising task, the solution of which affects many aspects of engine design.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Применение компрессоров в двигателях внутреннего сгорания...	8
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя .....	15
3 Расчет кинематики двигателя .....	25
4 Динамический расчет двигателя.....	27
4.1 Расчет основных сил и моментов действующих в КШМ.....	27
4.2 Уравновешивание.....	37
4.3 Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя	38
5 Расчет турбокомпрессора.....	40
5.1 Расчет компрессора.....	40
5.1.1 Расчет входного устройства и рабочего колеса компрессора...	40
5.1.2 Расчет диффузоров и воздухоборника.....	43
5.1.3 Расчет основных параметров компрессора.....	44
5.2 Расчет турбины.....	45
5.2.1 Расчет направляющего аппарата (сопла) .....	46
5.2.2 Расчет рабочего колеса турбины.....	
5.2.3 Согласование работы турбины и компрессора в составе турбокомпрессора.....	49
5.2.4 Согласование работы турбокомпрессора с поршневой частью	49
5.2.5 Расчет пружины управляющего механизма.....	50
5.3 Описание спроектированного турбокомпрессора.....	51
6 Моделирование характеристик двигателя с турбокомпрессором в программе AVL BOOST.....	53
6.1 Параметры для турбокомпрессора в программном комплексе AVL Boost.....	52
6.2 Индикаторное давление и параметры работы двигателя.....	55
6.3 Преимущества и недостатки при сравнении атмосферных и турбированных двигателей.....	57
Заключение .....	59
Список используемых источников.....	60
Приложение А .....	62

## ВВЕДЕНИЕ

Поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС) считается самым распространенным агрегатом применяемом в автомобилестроении. Изобретение ДВС поставило перед инженерами задачи по усовершенствованию, а именно, уменьшение удельного расхода топлива и показателей шумности, прибавка мощности и снижение выброса отработавших газов в атмосферу [1].

Бензиновые и дизельные двигатели используют турбонаддув. Дизельные двигатели, в которых применяется турбонаддув являются более эффективными в связи с особенностями - высокая степень сжатия и меньшая частота вращения коленчатого вала, против бензинового двигателя [3]. При применении турбонаддува в бензиновых двигателях появляется возможность детонации, она непосредственно связана с частотой оборотов коленчатого вала в двигателе. Вдобавок температура отработавших газов, у бензиновых ДВС находится в районе  $1000^{\circ}\text{C}$ , у дизелей  $600^{\circ}\text{C}$ , поэтому турбонаддува в бензиновых двигателях является сложной технической задачей.

Для улучшений мощностных характеристик двигателя применяются компрессоры и турбокомпрессоры. Необходимо рассмотреть принцип работы компрессора и его преимущества для использования в двигателях.

В практике используются следующие типы компрессоров: Объемные компрессоры и турбокомпрессоры.

В объемном компрессоре энергия, выделяющаяся в процессе сгорания в рабочей камере, передается от двигателя к газу, периодически изменяет свой объем, в связи с перемещением стенок либо одной стенки. К объемным компрессорам относят поршневые, винтовые и роторные компрессор.

В турбокомпрессорах, они же динамические компрессоры, энергия передается от ДВС к газу посредством вращения в рабочем колесе с лопатками. В процессе прохождения газом профилей лопаток возникает подъемная сила, которое вызывает ускорение потока, а также увеличивает его скорость и

давление. Далее происходит добавочное увеличение давления в неподвижных элементах двигателя за счет кинетической энергии газа. К динамическим относят вихревые, осевые, диагональные, центробежные компрессоры.

Тип компрессора, используемый в ДВС, является винтовым. Компрессоры хорошо подходят в ситуациях, где необходим хороший поток воздуха на низких оборотах двигателя. Рабочий диапазон у них не велик, но при достижении определенных оборотов они очень эффективны. Подключен компрессор в основном от коленчатого вала двигателя, что означает, что его вращение зависит от оборотов двигателя. Компрессоры достаточно трудные в изготовлении, поскольку необходимо использовать высокоточное оборудование.

В целях повышения давления воздуха на впуске используются объемные и центробежные компрессоры. В центробежных компрессорах повышение давления происходит путем преобразования кинетической энергии в энергию давления в диффузорах. В поршневых и винтовых компрессорах давление в каналах повышается за счет сближения молекул из-за уменьшения объема (сжатия) воздуха в корпусе компрессора. Существует механический, газотурбинный, а также комбинированный наддув.

Турбокомпрессор – компрессор для сжатия воздуха центробежного или осевого типа, рабочее колесо которого приводится в движение за счет выхлопных газов. При этом компрессор механически не связан с коленчатым валом двигателя, его связь с двигателем является газовой. Компрессор, который кинетически связан с коленчатым валом двигателя называют механическим. В этом случае вращение рабочего колеса компрессора осуществляется непосредственно от вращения коленчатого вала. Роторные компрессоры сжимают воздух с помощью кулачков ротора или винтов и являются компрессорами объемного типа.

## 1 Применение компрессоров в двигателях внутреннего сгорания

Бензиновый двигатель внутреннего сгорания работает в широком диапазоне оборотов и нагрузок. Для эффективной совместной работы двигателя и компрессора производится подбор параметров, а также расчет характеристик.

На малолитражных автомобильных ДВС нашли применение центростремительные турбины, которые имеют высокую эффективность при небольших расходах воздуха. Рассмотрим их подробнее.

Увеличить мощность двигателя внутреннего сгорания используя нагнетатель приводимый в работу коленчатым валом способ довольно простой и известный. Этот способ нагнетания, позволяет увеличить давление наддува без задержки, даже при минимальных оборотах на коленчатом валу двигателя [1]. Но, у представленного выше наддува имеются недостатки, причем серьезные. Коэффициент полезного действия двигателя снижается, так как силовой агрегат (в данном случае ДВС) использует полезную мощность на привод устройства нагнетания. Чтобы расположить нагнетатель в подкапотном пространстве, необходимо так же использовать дополнительный привод. Еще повышенный шум характерен отдельным типам агрегатного наддува.

Существуют типы агрегатного наддува: центробежные (кинетического типа), волновые и объемные. На рисунке 1.1 представлены виды нагнетателей применяемых в системах наддува двигателей.

Нагнетатели объемного типа. По сей день, начиная с тридцатых годов, используют наддув для двигателей с помощью нагнетателей, привод которых осуществляется взаимодействием с коленчатым валом [2].

Наддув реализуется в ДВС различными способами. Способ наддува варьируется от конструкции и двигателя и самого нагнетателя. На рисунке 1.2 представлена классификация возможных исполнений систем наддува.

Безагрегатный наддув. Как видно из названия безагрегатный наддув двигателя не использует каких-либо вспомогательных устройств нагнетания воздуха в цилиндры ДВС и законах газовой динамики здесь является основным.

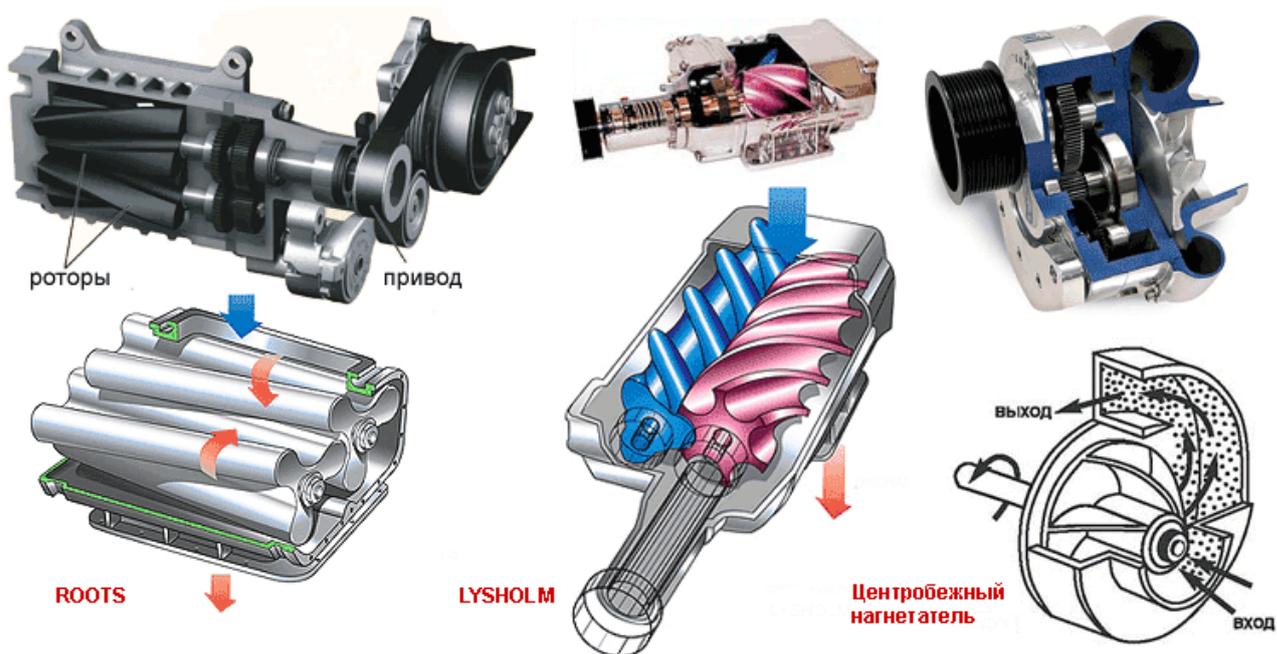


Рисунок 1.1 – Нагнетатели для наддува двигателей

Инерционный наддув - наддув, который реализуется с помощью газового потока, который в свою очередь увеличивает давление во впускном коллекторе. Данный вид наддува применяется при скоростях движения свыше 100 км/ч. Вследствие чего серийные автомобили с таким наддувом мало выпускаются.

Резонансный наддув. За счёт открытия и закрытия впускных клапанов и правильного выбора конструкции впускного модуля, во впускном коллекторе образуется эффект воздушного столба – волновые явления. Данный вид наддува позволяет достичь увеличения мощности до 30%.

Агрегатный наддув с приводом от коленчатого вала. Нагнетатели с приводом от коленчатого вала ДВС просты в своей конструкции, без особых затрат увеличивается мощность. Привод от коленчатого вала двигателя, нагнетатель пропорционально оборотам ДВС увеличивает давление наддува. Минусы – потеря КПД.

Газотурбинный наддув. Считается лучшим в плане потери КПД и применения в современных автомобилях.

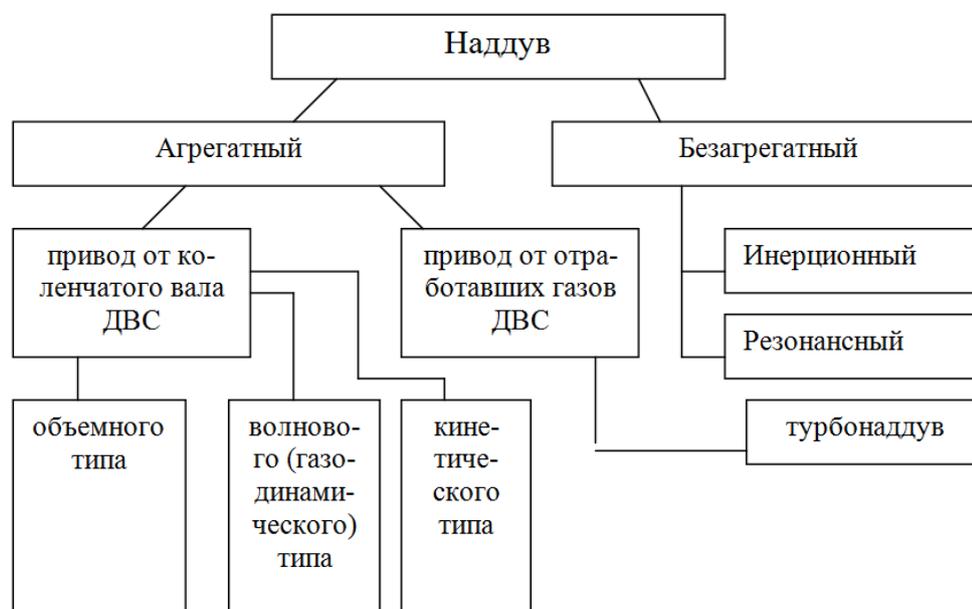


Рисунок 1.2 - Классификация систем наддува

Турбонаддув – тип наддува, используемый как на дизельных, так и на бензиновых двигателях, при ходе увеличивает эффективность двигателя внутреннего сгорания, уменьшает расход топлива, уменьшение токсичности отработавших газов и в конце мощность без увеличения частоты вращения коленчатого вала, за счет применения энергии отработавших газов. Попадание в систему выхлопа отработавшие газы вращают турбину, которая находится на одном валу и в другом конце лопастный компрессор. У него противоположные действия, компрессор всасывает воздух из атмосферы, нагнетает и сжимает воздух в цилиндры, полезная работа совершается: когда больше выхлопных газов попадает в турбину, тогда быстрее вращается турбина и тем больше дополнительного воздуха попадает в цилиндры. Схема турбонаддува показана на рисунке 1.3.

Турбированных двигателей имеют две недостатки.

а) Эффективность турбин очень зависит от частоты вращения двигателя. Из-за инерции турбины количество выхлопных газов на малых оборотах низкое, также, как и скорость с давлением. Чем больше объем турбокомпрессора, тем слабее будет раскрутится турбина. Такой эффект называют турбоямой. Если турбонаддув имеет такой эффект происходит скачок

при разгоне автомобиля. Проблема турбоямы ученые решили путем изменяемой геометрические параметры, но механической турбины или компрессора для аккумулярования воздуха. Так, в Volvo используется двухлитровых баллон который сжимает воздух и при открытии дросселя отправляет его по минимальному пути к цилиндрам, этот способ полностью исключить эффект турбояму.

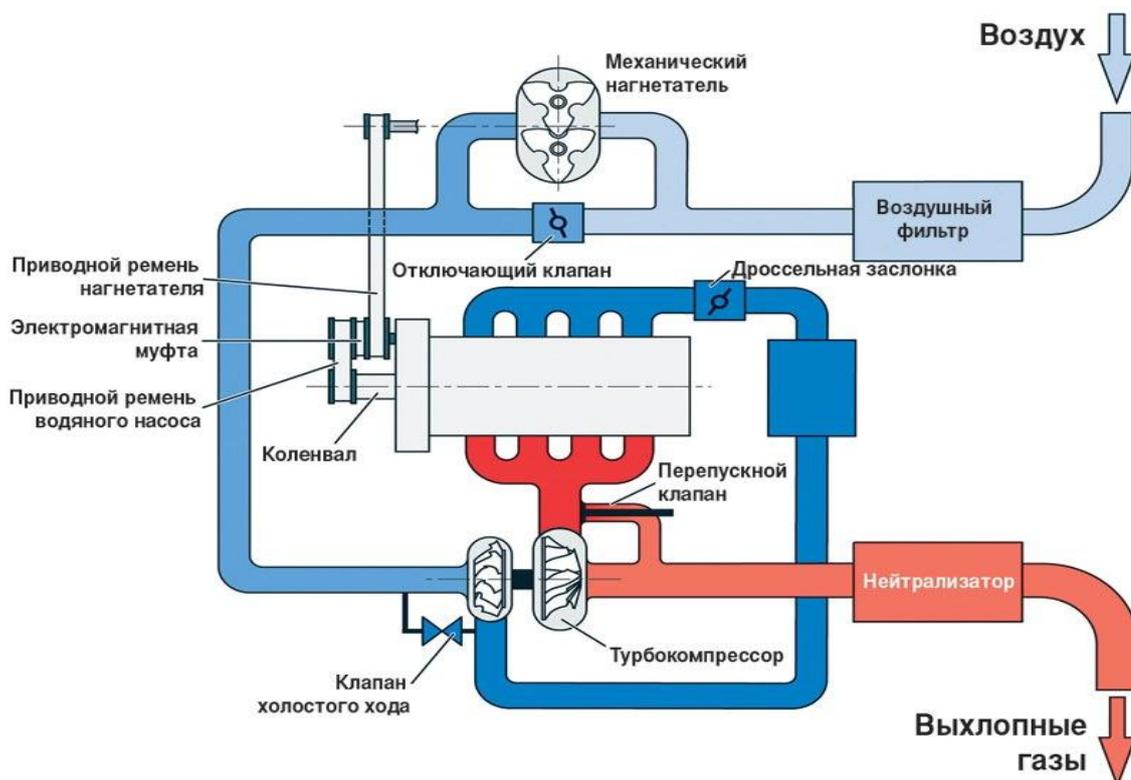


Рисунок 1.3 –Схема турбонаддува

б) Турбонаддув работает в режиме самых максимальных температур, так как выхлопные газы достигают температуры в  $560^{\circ}\text{C}$  -  $690^{\circ}\text{C}$ .

Чтобы лучше понять технику турбонаддува, полезно ознакомиться с принципами работы двигателя внутреннего сгорания [1]. На рисунке 1.4 изображена принципиальная схема работы и расположения турбокомпрессора.

В турбонаддуве часть энергии выхлопных газов, которая обычно теряется, используется для привода турбины. На том же валу, что и турбина, устанавливается компрессор, который сжимает воздух и затем подает в двигатель. Механическая связь с двигателем отсутствует.

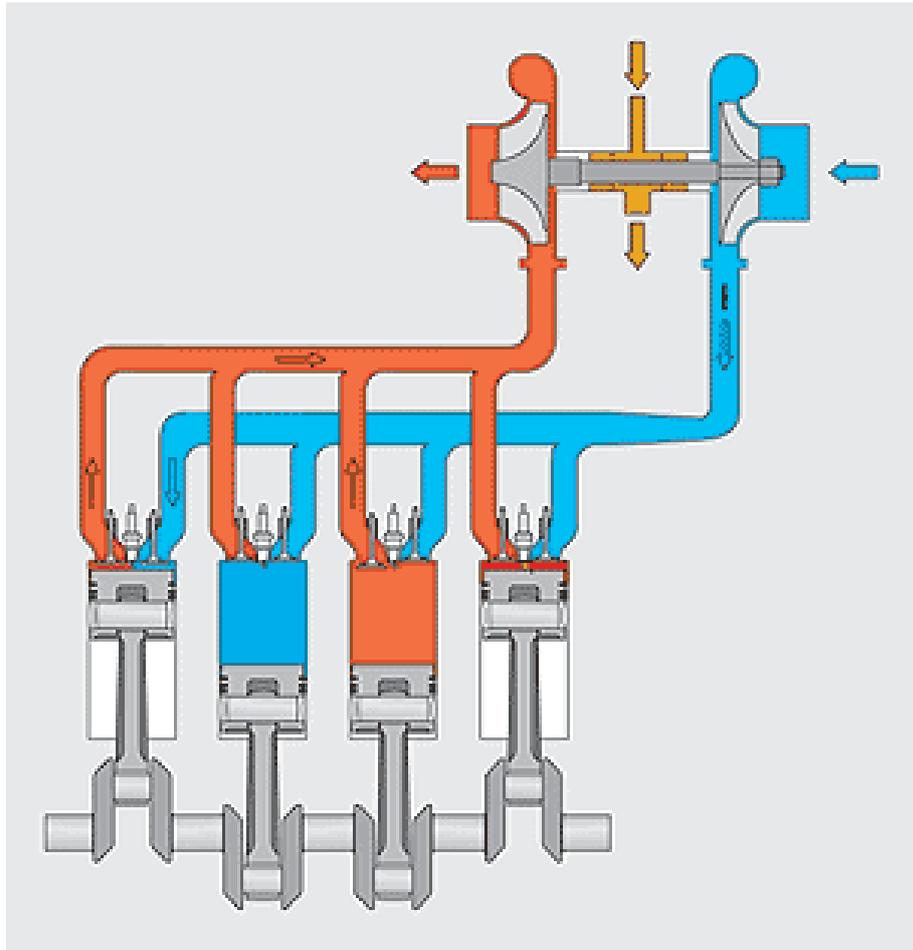


Рисунок 1.4 - Принципиальная схема работы и расположения турбокомпрессора

Различные форсирования двигателя, такие как увеличение рабочего объема, не позволяют увеличить мощность без таких факторов, как увеличение веса, расхода топлива и др. В вышеописанной процедуре двигатель работает как атмосферный. Различают двигатели с турбонаддувом и механическим наддувом [2].

На рисунке 1,5 представлен приводной центробежный нагнетатель с повышающим редуктором.



Рисунок 1.5 – Приводной центробежный нагнетатель с повышающим редуктором

Главной задачей турбокомпрессора является полезное применение отработавших газов в работе двигателя. В стандартном двигателе воздух достигает камеры сгорания под действием атмосферного давления. На высокоскоростных режимах работы это давление не обладает достаточной эффективностью, и цилиндр двигателя не получает достаточного количества воздуха. Для решения данной проблемы были разработаны турбокомпрессоры.

Обычный турбокомпрессор состоит из вала, закрепленных на концах этого вала колеса турбины и колеса компрессора, и корпуса турбокомпрессора. Выходящие из цилиндра отработавшие газы попадают во впускную трубу турбокомпрессора. В корпусе происходит сжатие отработавших газов, и их энергия переходит из тепловой в кинетическую, посредством которой приводится в движение колесо турбины. Так как оба колеса соединены валом,

колесо компрессора также начинает двигаться с той же скоростью, что и колесо турбины. Колесо турбины служит для нагнетания воздуха в корпус турбокомпрессора, в корпусе происходит сжатие воздуха и его выпуск через спиралевидный канал, соединенный с двигателем.

Учитывая, что при сжатии температура воздуха повышается, в конструкции используется промежуточный охладитель воздуха. Охлажденный воздух затем под давлением поступает в цилиндр двигателя, тем самым улучшая процесс сгорания и повышая мощностные показатели двигателя. Таким образом, главной задачей турбонаддува является увеличение количества воздуха, поступающего в цилиндр с рабочей смесью, повышение количества сжигаемого топлива, снижение выбросов вредных веществ и увеличение мощностных показателей двигателя. Принципиальные схемы турбокомпрессора и системы турбонаддува представлены на рисунке 1.6.



Рисунок 1.6 – Система турбонаддува

## 2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Проведем тепловой расчет по методике Гринивецкого-Мазинга [7] для частоты вращения коленчатого вала:  $n_{\min} = 800 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_M = 4100 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_N = 6000 \text{ мин}^{-1}$ .

Расчет четырехтактного двигателя внутреннего сгорания на базе двигателя ВАЗ с рабочим объемом 1,5 л, ходом поршня 71 мм, диаметром цилиндра 82 мм степень сжатия 10,5.

Степень сжатия при использовании наддува понижается относительно базовой, и ее величина определяется по формуле:

$$\varepsilon_n = \frac{\varepsilon_0}{\sqrt{10 \cdot P_k}} = \frac{10,5}{\sqrt{10 \cdot 0,125}} = 9,5 \quad (2.1)$$

Средний элементарный состав и молекулярная масса бензина:  $C = 0,855$ ;  $H = 0,145$  и  $m_T = 115 \text{ кг/кмоль}$ .

Низшая теплота сгорания топлива:

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 1089 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H - W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,60 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,93 \text{ МДж/кг} = 43930 \text{ кДж/кг}. \end{aligned} \quad (2.2)$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5168 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл.}}; \quad (2.3)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957 \frac{\text{кг возд.}}{\text{кг топл.}}$$

Принимаем  $\alpha = 1$  на всех режимах работы для эффективной работы трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

Далее проводятся расчетные формулы, а результаты расчета для всех режимов приводятся в виде таблиц или рисунков с графиками.

Количество горючей смеси:

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T = 0,5247 \text{ кмоль гор. см/кг топл.} \quad (2.4)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при  $K = 0,5$ :

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0,0713 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл}; \quad (2.5)$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0 \text{ кмоль } CO/\text{кг топл}; \quad (2.6)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0,0725 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл}; \quad (2.7)$$

$$M_{H_2} = 2K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0 \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл}; \quad (2.8)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,4087 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл}. \quad (2.9)$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,5524 \text{ кмоль пр.г/кг топл}. \quad (2.10)$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 1,05243 \quad (2.11)$$

Атмосферные условия:  $p_0 = 0,1$  МПа и  $T_0 = 293$  К, при наддуве  $p_k = \pi_k \cdot p_0$ ;

$p_k = 0,16$  МПа

Давление остаточных газов:

$$p_r = p_k(1,035 + A_p \cdot 10^{-8} n^2), \quad (2.12)$$

где  $p_{rN} = 1,18 p_k = 1,18 \cdot 0,16 = 0,189$  МПа;  $A_p = (p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) 10^8 / (n_N^2 p_0)$ .

Температура подогрева свежего заряда на номинальном скоростном режиме принимается  $\Delta T_N = 8^\circ\text{C}$ . Тогда,  $A_T = \Delta T_N / (110 - 0,0125 n_N)$  ;

$$\Delta T = A_T(110 - 0,0125 n) = 0,2 (110 - 0,0125 n) = 22 - 0,0025 n. \quad (2.13)$$

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (R_B T_k) \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Потери давления на впуске.

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{BII}) A_n^2 n^2 \rho_k \cdot 10^{-6} / 2 \text{ МПа}. \quad (2.14)$$

Давление в конце впуска:

$$p_a = p_k - \Delta p_a; \text{ МПа}. \quad (2.15)$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} P_r}{\varepsilon \varphi_{доз} P_a - \varphi_{оч} P_r}, \quad (2.16)$$

где  $\varphi_{оч}$  – коэффициент очистки;  $\varphi_{доз}$  – коэффициент дозарядки.

Температура в конце впуска:

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r); \text{ К.} \quad (2.17)$$

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k - \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_k} (\varphi_{доз} \cdot \varepsilon \cdot P_a - \varphi_{оч} \cdot P_r). \quad (2.18)$$

Удельный объем рабочего тела в конце процесса наполнения

$$V_a = 8.314 \cdot 10^{-3} \left[ \left( \alpha \cdot \frac{l_0}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_m} \right) T_a \right] / [(1 + \alpha \cdot l_0) P_a] \quad (\text{м}^3), \quad (2.19)$$

где  $\mu_B = 28,9$  молярная масса воздуха.

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \quad (2.20)$$

Значение показателя политропы сжатия находится методом последовательных приближений

$$n_1 = 1 + \frac{8.314}{20.16 + 1.738 \cdot 10^{-3} (\varepsilon^{n_1-1} + 1) \cdot T_a} \quad (2.21)$$

Давление, температура и удельный объем в конце сжатия:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \quad \text{МПа} \quad (2.22)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad \text{К} \quad (2.23)$$

Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия

а) свежей смеси (воздуха):

$$(m c_v)_{t_0}^c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c,$$

где  $t_c = T_c - 273, \text{ } ^\circ\text{C}$ .

б) остаточных газов определяется методом интерполяции по таблице 3.8 [11, стр. 59].

в) рабочей смеси:

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot (mc''_v)_{t_0}^{t_c}]$$

Коэффициент молекулярного изменения горючей  $\mu_0$  и рабочей  $\mu$  смеси:

$$\mu_0 = M_2/M_1;$$

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r).$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания смеси:

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119950(1 - 1) \cdot 0,5168 = 0$$

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} \text{ (ккД / кмоль раб. см)}$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{CO}_2} \cdot (mc''_{v\text{CO}_2})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{CO}} \cdot (mc''_{v\text{CO}})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (mc''_{v\text{H}_2\text{O}})_{t_0}^{t_c} + \\ + M_{\text{H}_2} \cdot (mc''_{v\text{H}_2})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{N}_2} \cdot (mc''_{v\text{N}_2})_{t_0}^{t_c}]$$

определяется по эмпирическим формулам, приведенным в [11] для интервала температур от 1501 до 2800 °С.

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$\xi_Z \cdot H_{\text{раб.см.}} + (mc'_v)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (mc''_v)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z \quad (2.24)$$

Максимальное давление сгорания теоретическое:

$$p_Z = p_C \cdot \mu \cdot T_Z/T_C \text{ (МПа)} \quad (2.25)$$

Максимальное давление сгорания действительное:

$$p_{Zд} = 0,85 \cdot p_Z \text{ (МПа)} \quad (2.26)$$

Степень повышения давления:

$$\lambda = p_Z / p_C. \quad (2.27)$$

Средний показатель адиабаты расширения  $k_2$  определяется по номограмме рисунок 4.8 ([11], стр. 82).

Давление и температура в конце процесса расширения:

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2} \text{ (МПа)}$$

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2-1} \text{ (К)}$$
(2.28)

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}} \text{ (К)}$$

$$\Delta \leq 5 \%$$
(2.29)

Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left( \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right) \text{ (МПа)}$$
(2.30)

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = \varphi_u \cdot p'_i \text{ (МПа)},$$
(2.31)

где  $\varphi_u$  – коэффициент полноты диаграммы; принимается  $\varphi_u = 0,96$ .

Индикаторный к.п.д. и индикаторный удельный расход топлива:

$$\eta_i = p_i \cdot l_0 \cdot \alpha / (H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v);$$

$$g_i = 3600 / (H_u \cdot \eta_i) \text{ Г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$
(2.32)

Предварительно приняв ход поршня  $S$  равным 71 мм, определяется значение средней скорости поршня:

$$v_n = S \cdot n_N / (10^4 \cdot 3) \text{ (м/с)}$$
(2.33)

Среднее давление механических потерь определяется по формуле для двигателей с числом цилиндров до шести и отношением  $S/D \leq 1$ :

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{n,cp} \text{ (МПа)}$$
(2.34)

Среднее эффективное давление и механический к.п.д.:

$$p_e = p_i - p_m \text{ (МПа)};$$

$$\eta_m = p_e / p_i.$$
(2.35)

Эффективный к.п.д. и эффективный удельный расход топлива:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m;$$

$$g_e = 3600 / (H_u \cdot \eta_e) \text{ Г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$
(2.36)

Основные параметры цилиндра и двигателя

Принимаем литраж двигателя с наддувом 1,18 л, тогда рабочий объем одного цилиндра:

$$V_h = V_{л} / i = 1,16 / 4 = 0,29 \text{ л}, \quad (2.37)$$

следовательно,  $D = 73$  мм и  $S = 71$  мм.

Площадь поршня:

$$F_{п} = \pi \cdot D^2 / 4 = 3,14 \cdot 7,3^2 / 4 = 41,854 \text{ см}^2 \quad (2.38)$$

Мощность двигателя:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_{л} \cdot n}{30 \cdot \tau} \text{ (кВт)} \quad (2.39)$$

Крутящий момент:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} \text{ (Н} \cdot \text{м)}. \quad (2.40)$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} \text{ (кг/ч)} \quad (2.41)$$

Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_0 = H_u \cdot G_T / 3,6 \text{ (Дж/с)} \quad (2.42)$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e \text{ (Дж/с)} \quad (2.43)$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u) / (\alpha \cdot H_u) \quad (2.44)$$

где  $c = 0,45 \div 0,53$ ;  $m = 0,5 \div 0,7$ .

Теплота, унесенная с отработанными газами:

$$Q_r = (G_T / 3,6) \cdot \left\{ M_2 \cdot \left( (mc''_v)_{t_r} + 8,315 \right) \cdot t_r - M_1 \cdot \left( (mc_v)_{t_0}^{47} + 8,315 \right) \cdot t_0 \right\}. \quad (2.45)$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива

$$Q_{н.с} = 0.$$

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{н.с}) \quad (2.46)$$

Теперь проведем сравнение характеристик базового и модернизированного двигателей на рисунках 1.1 – 1.7, где рассмотрим основные параметры работы двигателя.

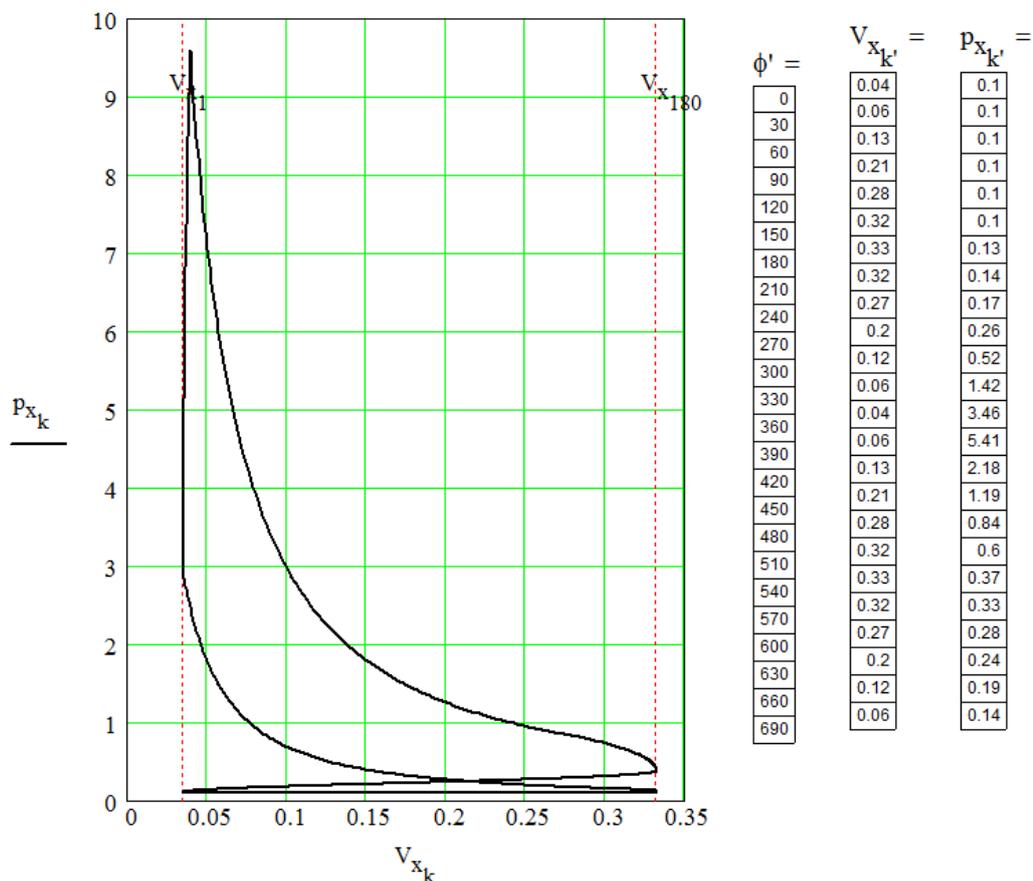


Рисунок 1.1 – Индикаторное давление двигателя с наддувом при частоте вращения  $4100 \text{ мин}^{-1}$

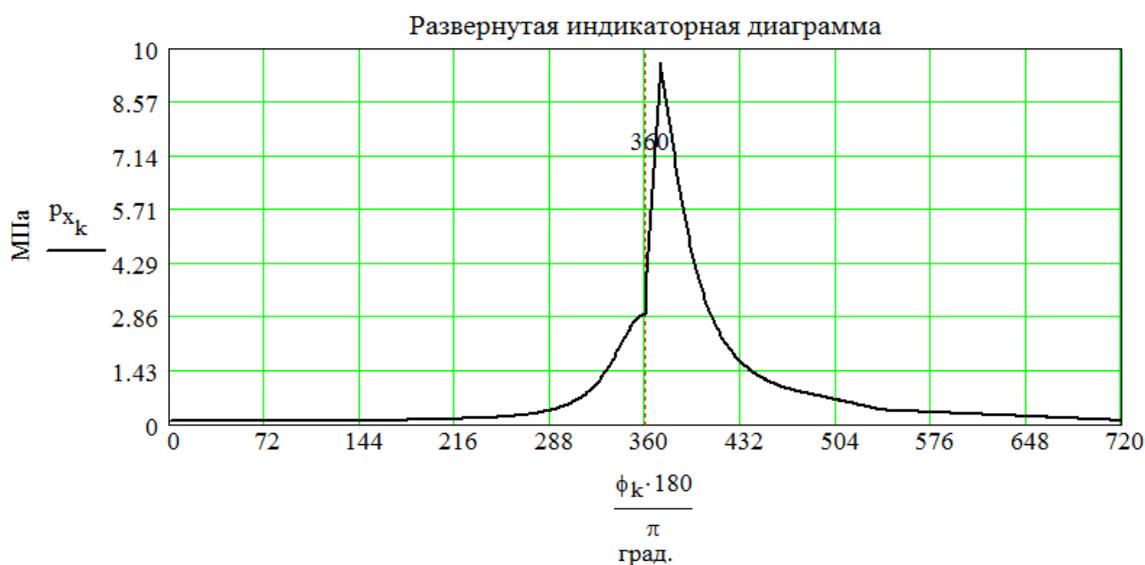


Рисунок 1.2 – Индикаторное давление двигателя с наддувом при частоте вращения  $4100 \text{ мин}^{-1}$

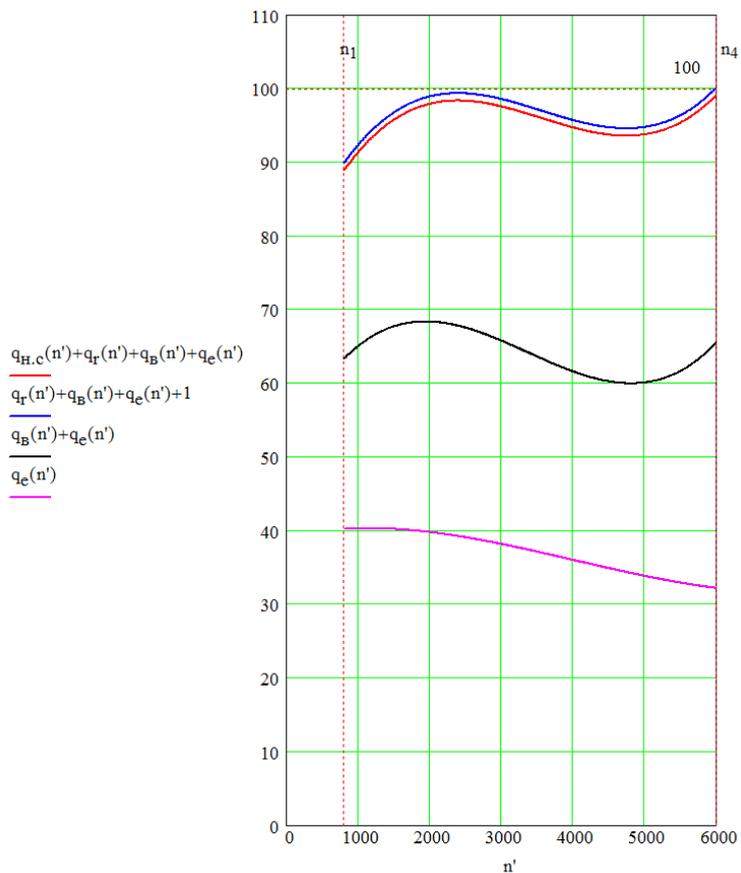


Рисунок 1.3 – Тепловой баланс двигателя с наддувом

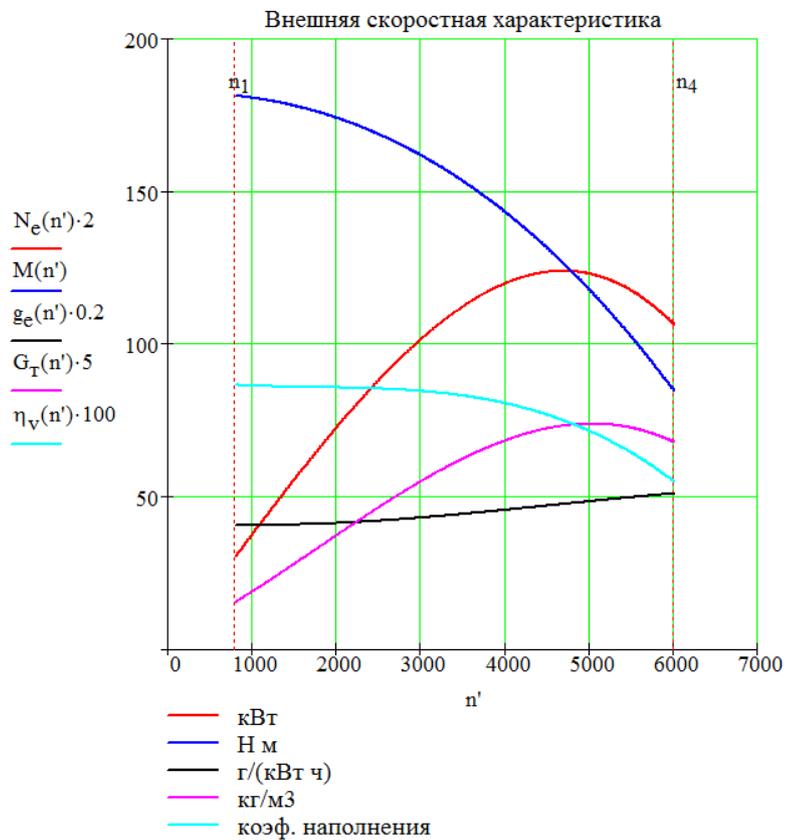


Рисунок 1.4 – Внешняя скоростная характеристика двигателя с наддувом

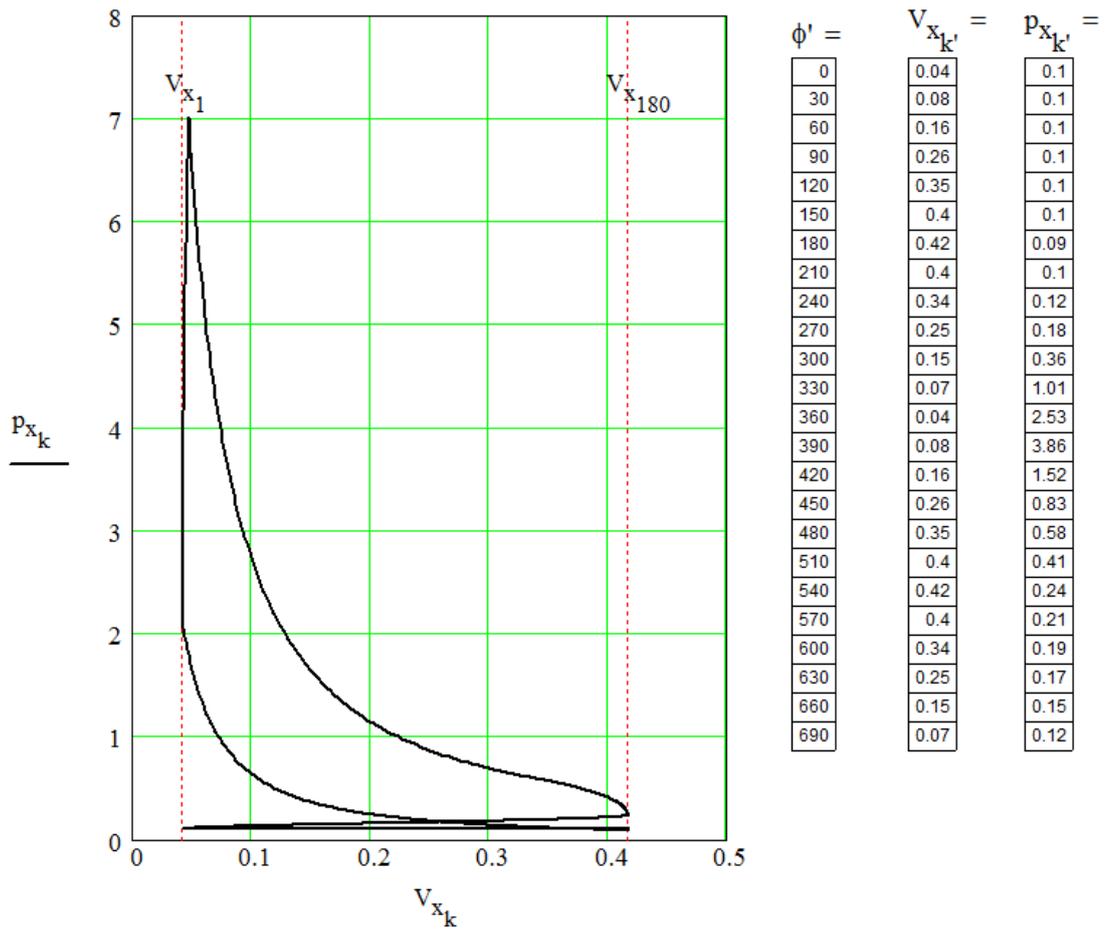


Рисунок 1.5 – Индикаторное давление двигателя без наддува при частоте вращения  $4100 \text{ мин}^{-1}$

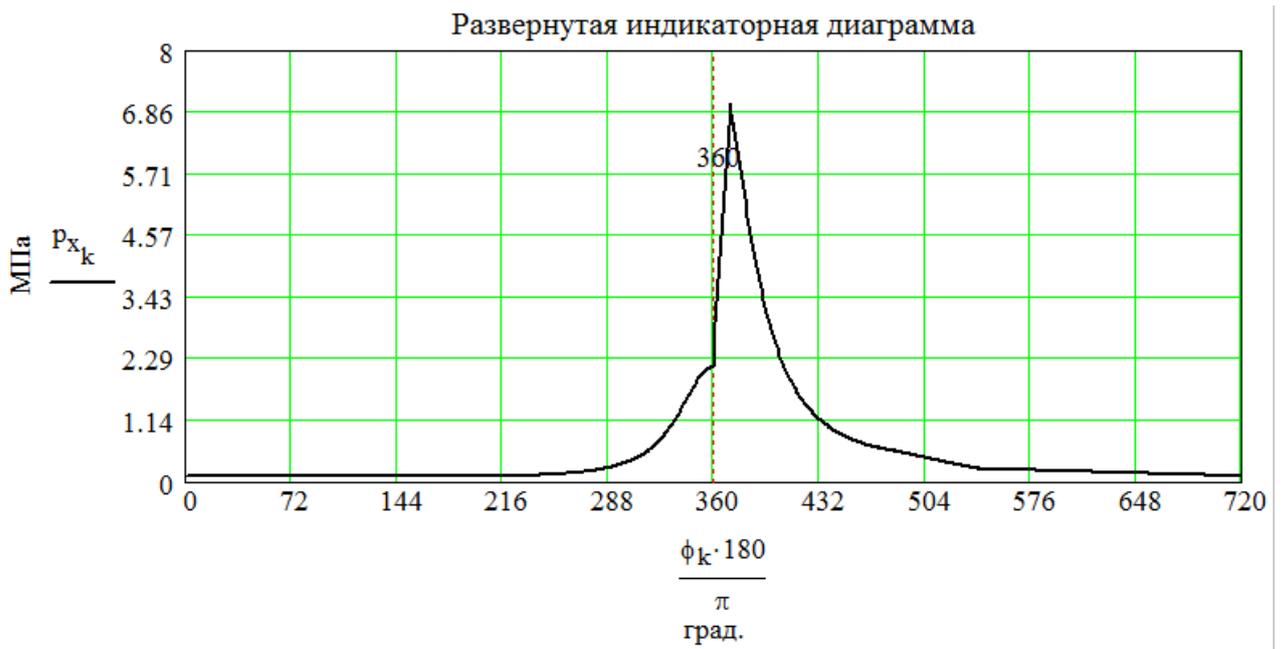


Рисунок 1.6 – Индикаторное давление двигателя без наддува при частоте вращения  $4100 \text{ мин}^{-1}$

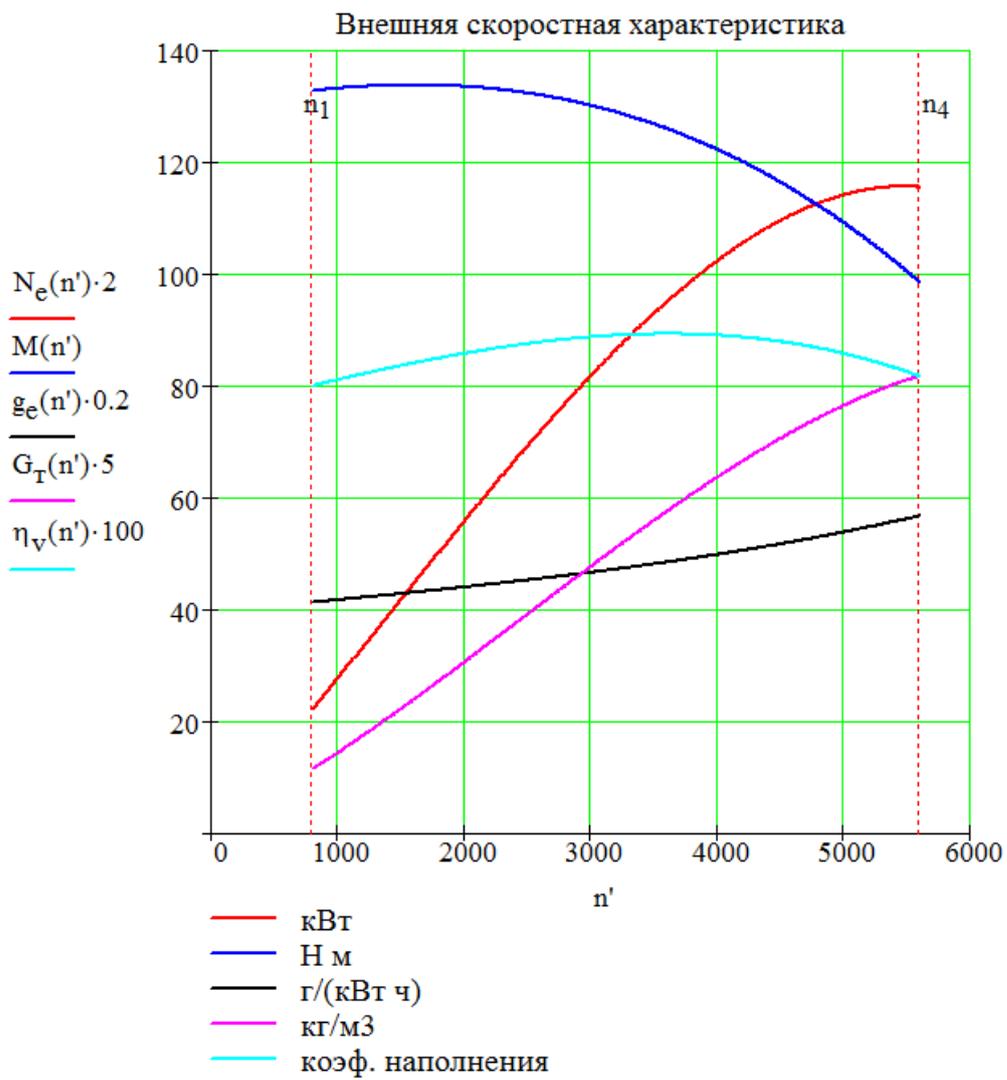


Рисунок 1.7 – Внешняя скоростная характеристика базового двигателя без наддува

### 3 Расчет кинематики двигателя

Премещение поршня [1, 6, 17].

$$S_x = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ мм.} \quad (3.1)$$

Скорость поршня

$$v_{\Pi} = \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \text{ м/с.} \quad (3.2)$$

Ускорении поршня

$$j = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi); \text{ м/с}^2. \quad (3.3)$$

Результаты кинематического расчета приведены на рисунках 3.1 – 3.3.

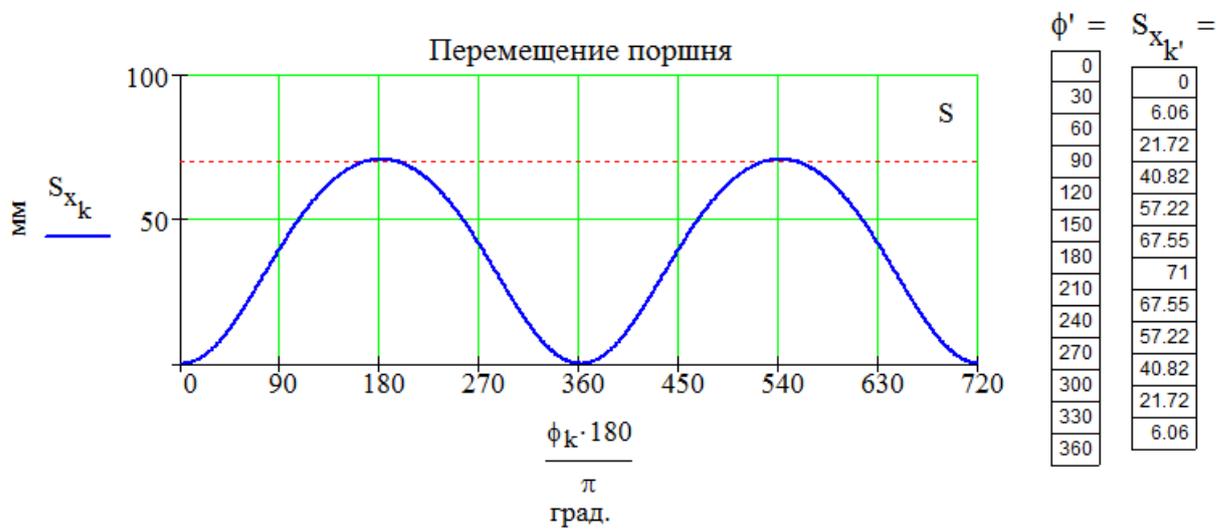


Рисунок 3.1 – График перемещения поршня

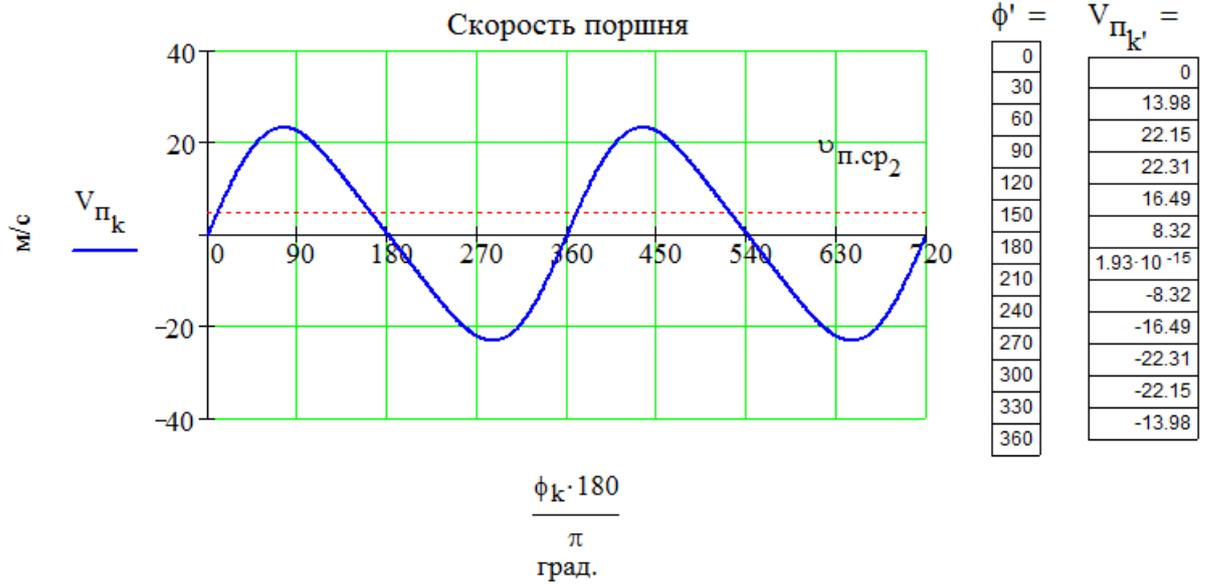


Рисунок 3.2 – График скорости поршня

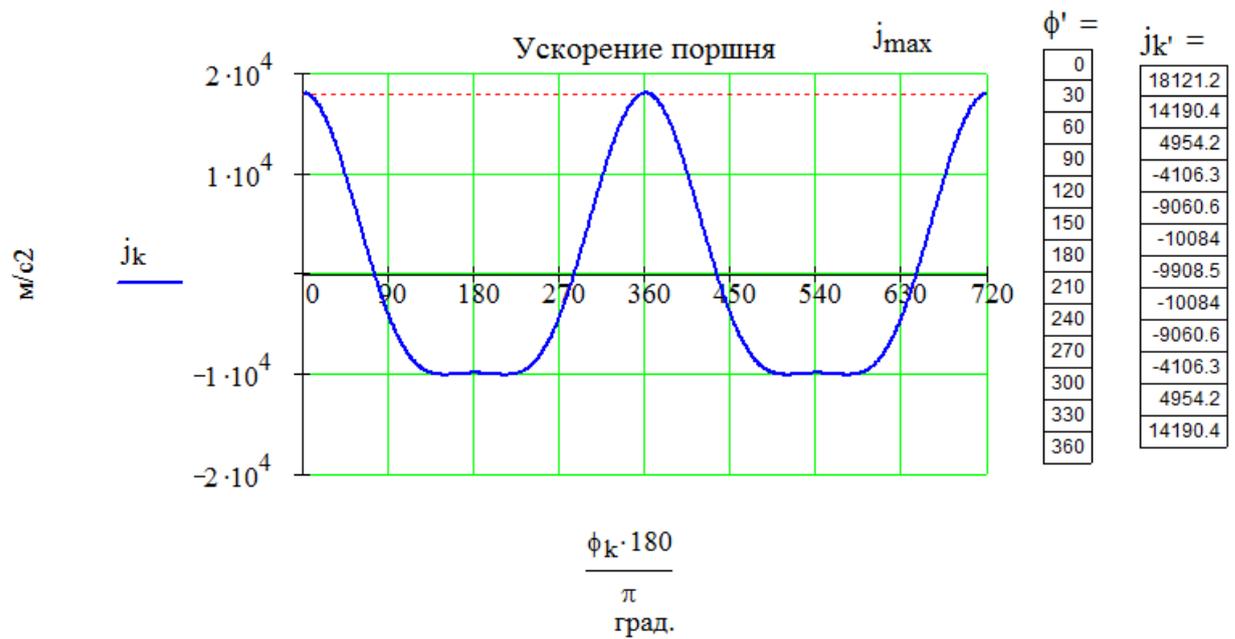


Рисунок 3.3 – График ускорения поршня

## 4 Динамический расчет двигателя

### 4.1 Расчет основных сил и моментов действующих в КШМ

По таблице 21 [1, стр.127] устанавливаются:

- масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава принято  $m'_п = 100 \text{ кг/м}^2$ ):

$$m_п = m'_п \cdot F_п = 100 \cdot 0,00418539 = 0,419 \text{ кг} \quad (4.1)$$

- масса шатуна (для стального кованого шатуна принято  $m'_ш = 150 \text{ кг/м}^2$ )

$$m_ш = m'_ш \cdot F_ш = 150 \cdot 0,00418539 = 0,63 \text{ кг} \quad (4.2)$$

- масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для литого чугунного вала принято  $m'_к = 140 \text{ кг/м}^2$ )

$$m_к = m'_к \cdot F_п = 140 \cdot 0,00418539 = 0,586 \text{ кг} \quad (4.3)$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{ш-п} = 0,275 \cdot m_ш = 0,275 \cdot 0,502 = 0,138 \text{ кг} \quad (4.4)$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{ш-к} = 0,725 \cdot m_ш = 0,725 \cdot 0,502 = 0,364 \text{ кг} \quad (4.5)$$

- массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_п + m_{ш-п} = 0,419 + 0,138 = 0,557 \text{ кг} \quad (4.6)$$

- массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R = m_к + m_{ш-к} = 0,586 + 0,364 = 0,95 \text{ кг} \quad (4.7)$$

Значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяются по формуле:

$$p_j = -j \cdot m_j / F_п = -j \cdot 0,557 \cdot 10^6 / 0,00418539 = -j \cdot 133 \cdot 10^6 \text{ МПа} , \quad (4.8)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 = -0,95 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -11,581 \text{ кН} . \quad (4.9)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{ш-к} \cdot R \cdot \omega^2 = -0,364 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -4,438 \text{ кН} \quad (4.10)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 = -0,586 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -7,14 \text{ кН}. \quad (4.11)$$

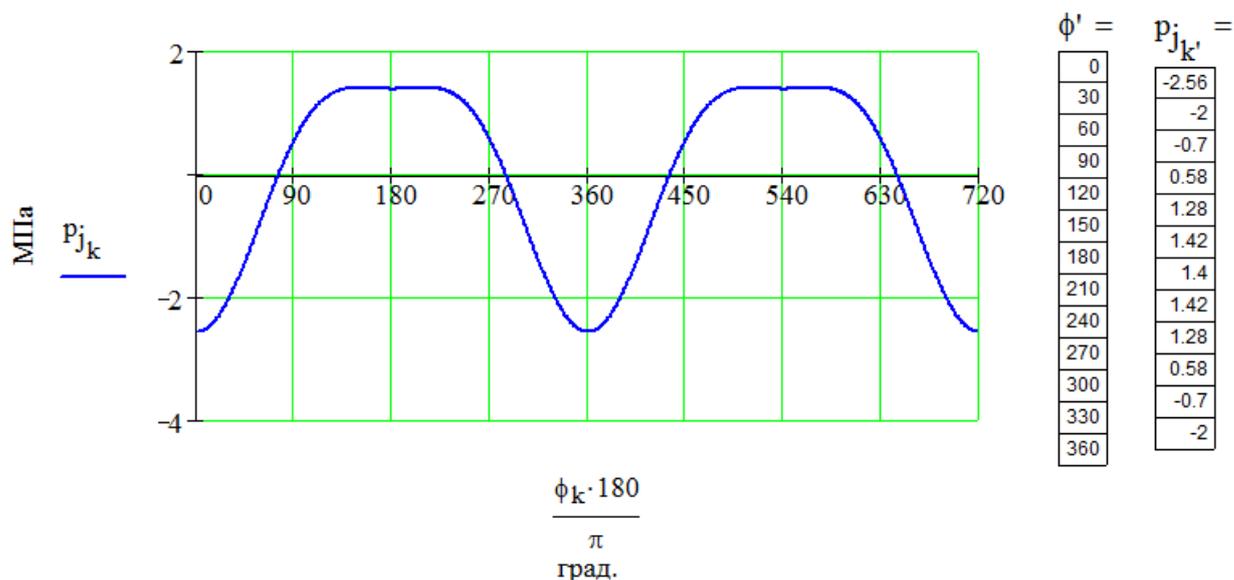


Рисунок 4.1 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

Удельная сила, сосредоточенная на оси поршневого пальца определяется по формуле:

$$p = \Delta p_r + p_j \quad (4.12)$$

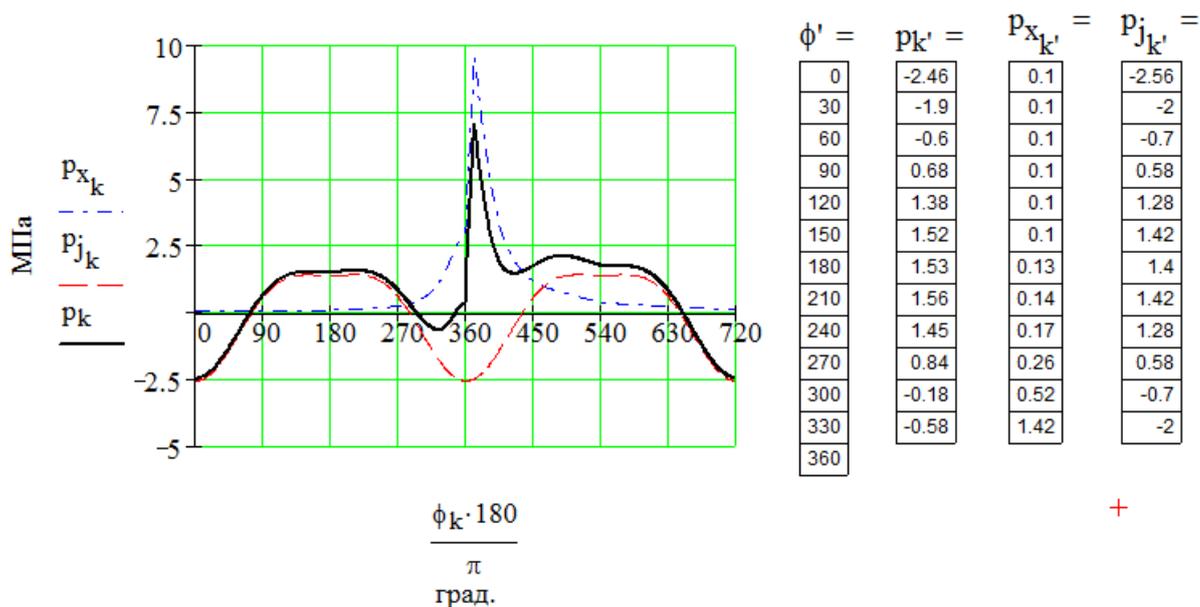


Рисунок 4.2 – Суммарная сила, действующая на поршневой палец двигателя с турбонаддувом

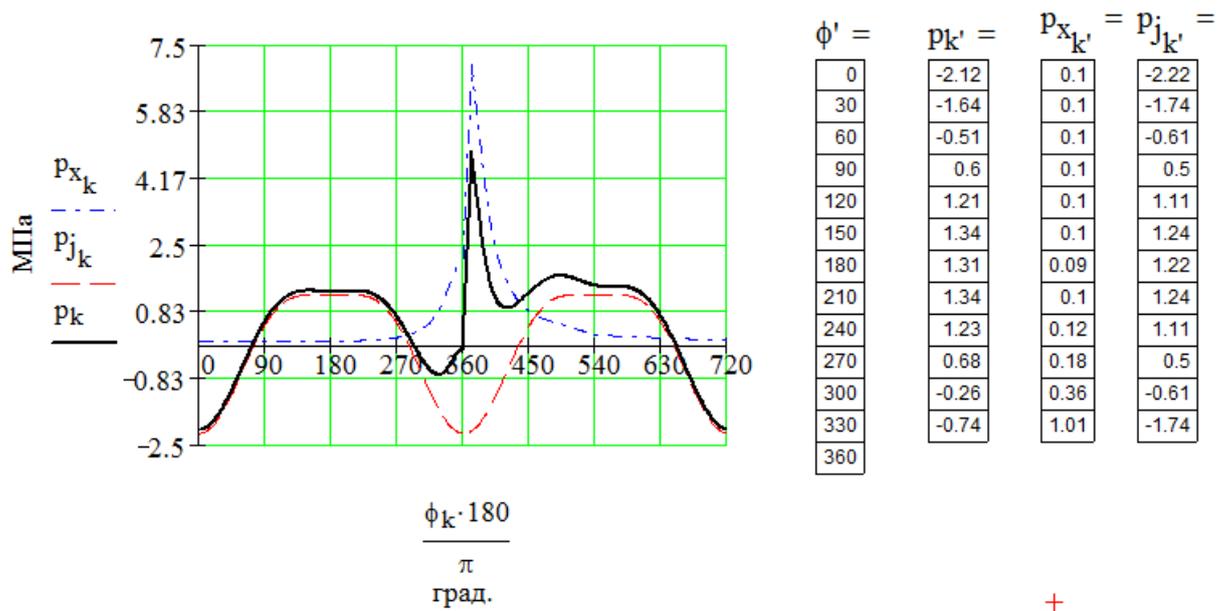


Рисунок 4.3 – Суммарная сила, действующая на поршневой палец двигателя без турбонаддува

Удельная сила, действующая вдоль шатуна:

$$p_s = p \cdot (1/\cos\beta) \quad (4.13)$$

Удельная сила, действующая по радиусу кривошипа:

$$p_k = p \cdot \cos(\varphi + \beta)/\cos\beta \quad (4.14)$$

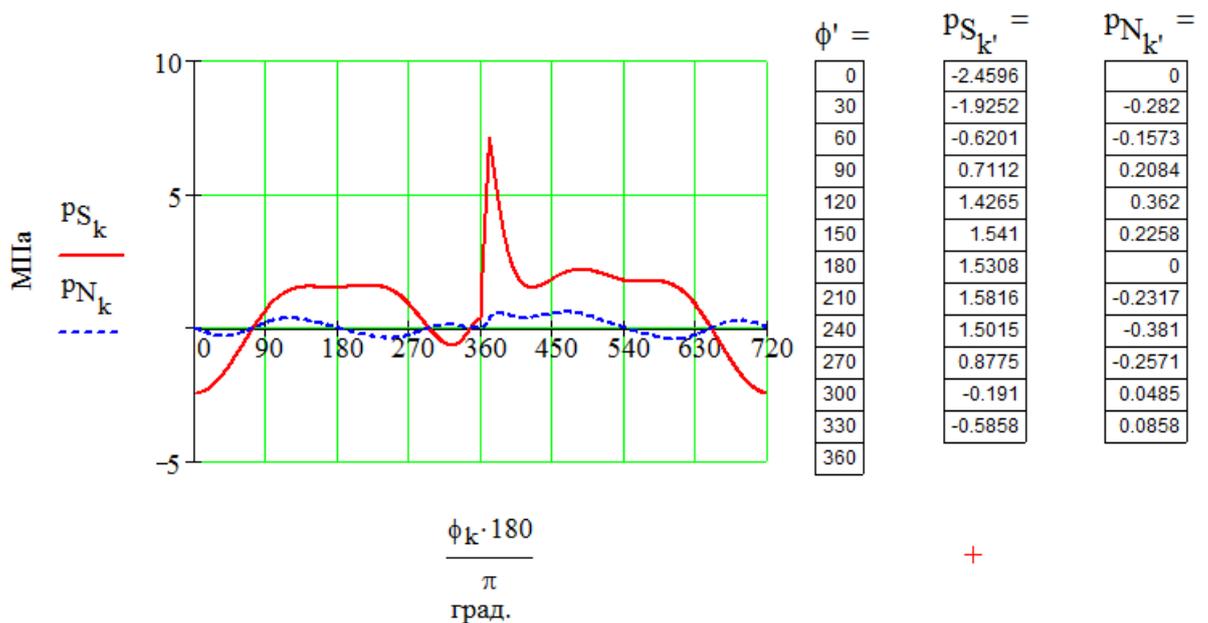


Рисунок 4.4 – Силы, сосредоточенные на оси поршневого пальца двигателя с турбонаддувом

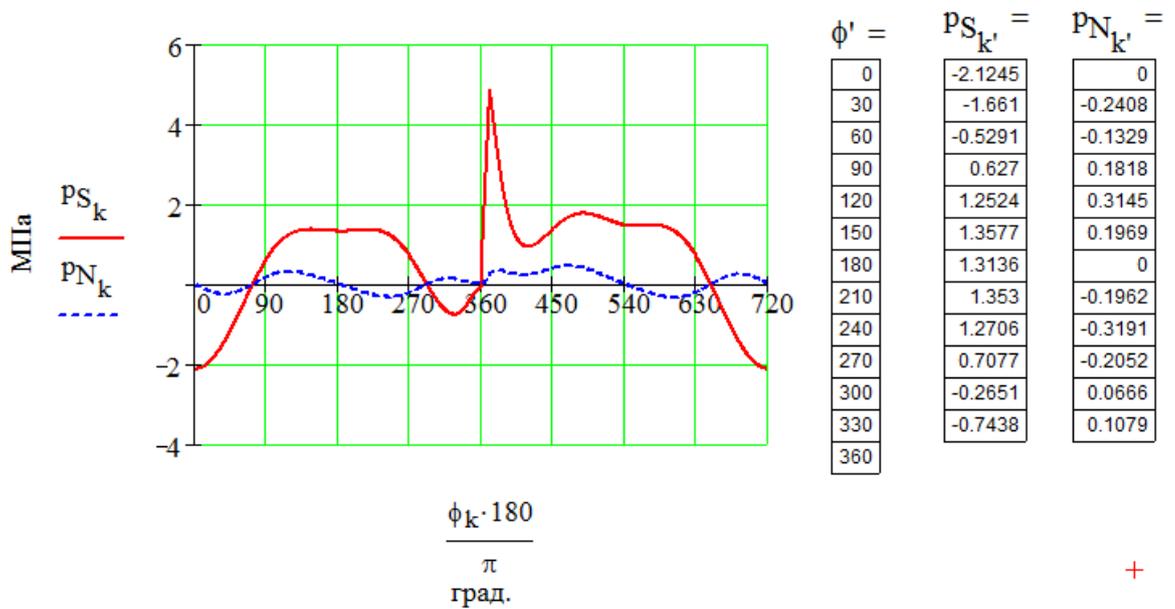


Рисунок 4.5 – Силы, сосредоточенные на оси поршневого пальца двигателя без турбонаддува

Удельная тангенциальная сила:

$$p_T = p \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos\beta \quad (4.15)$$

Полная тангенциальная сила:

$$T = p_T \cdot F_T = 0,039592 \cdot p_T \quad (4.16)$$

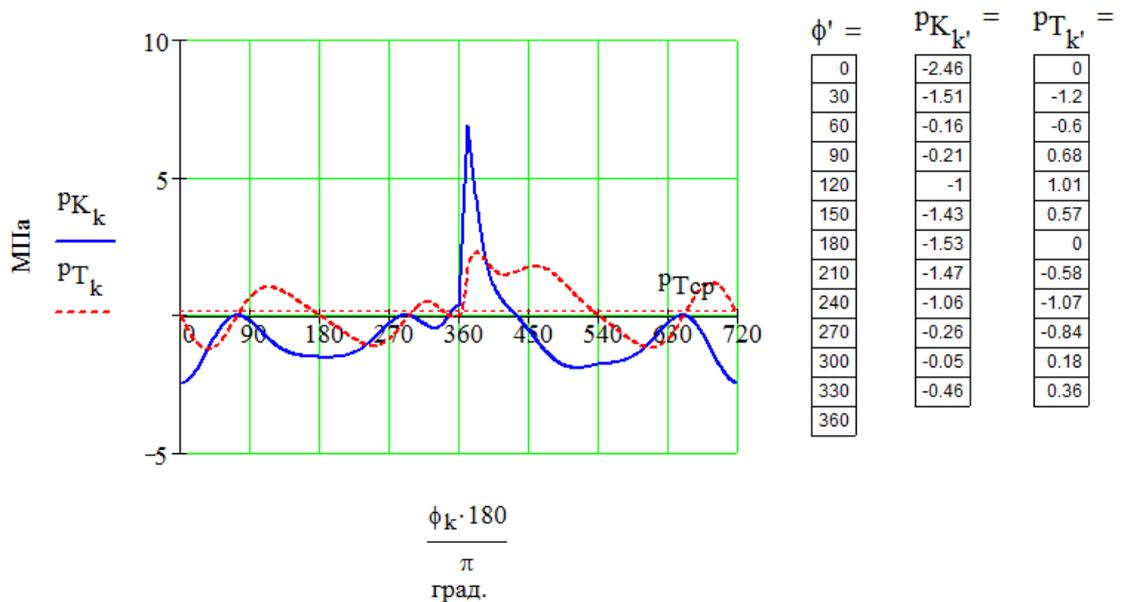


Рисунок 4.6 – Силы, сосредоточенные на оси шатунной шейки КВ двигателя с турбонаддувом

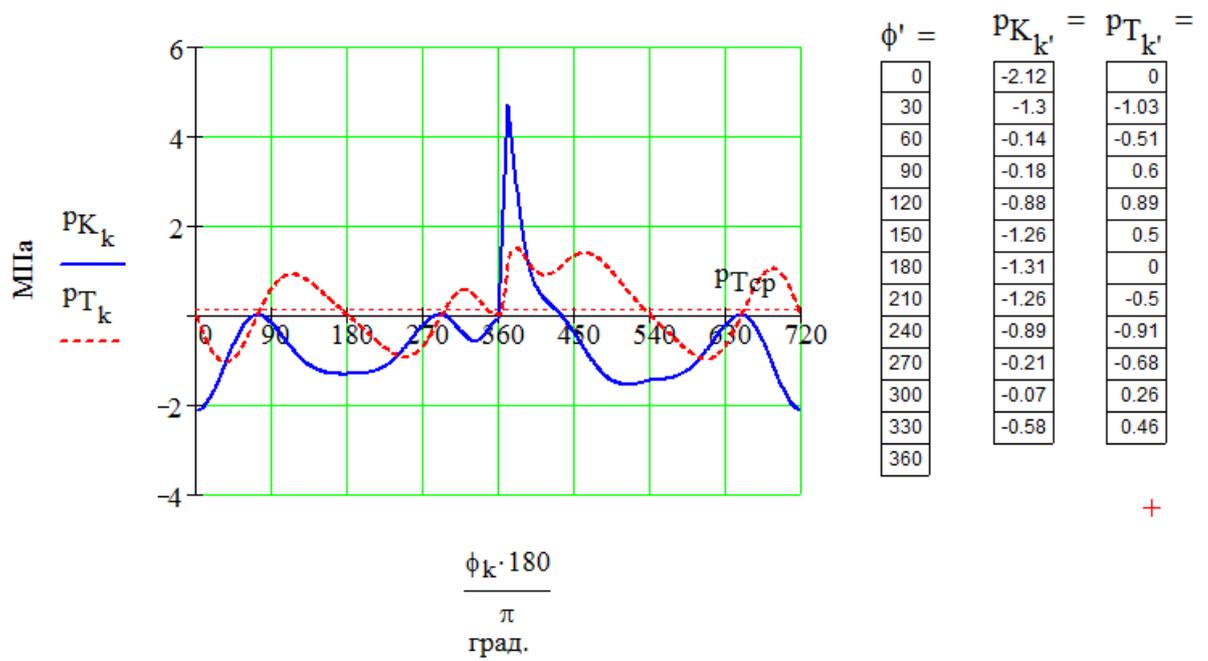


Рисунок 4.7 – Силы, сосредоточенные на оси шатунной шейки КВ двигателя без турбонаддува

Среднее значение тангенциальной силы за цикл:

$$T_{cp} = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi \cdot \tau} \cdot p_i \cdot F_n = \frac{2 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 4} \cdot 1,336 \cdot 0,0041854 = 890 \text{ Н}; \quad (4.17)$$

Крутящий момент одного цилиндра рассчитывается по формуле:

$$M_{кр.ц} = T \cdot R = 0,0355 \cdot 10^3 \cdot T \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.18)$$

Период изменения крутящего момента четырехтактного двигателя с равными интервалами между вспышками:

$$\theta = 720/i = 720/4 = 180^\circ. \quad (4.19)$$

Средний крутящий момент двигателя:

$$M_{кр.ср} = M_i = M_e / \eta_m = 108,97 / 0,8624 = 126,37 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.20)$$

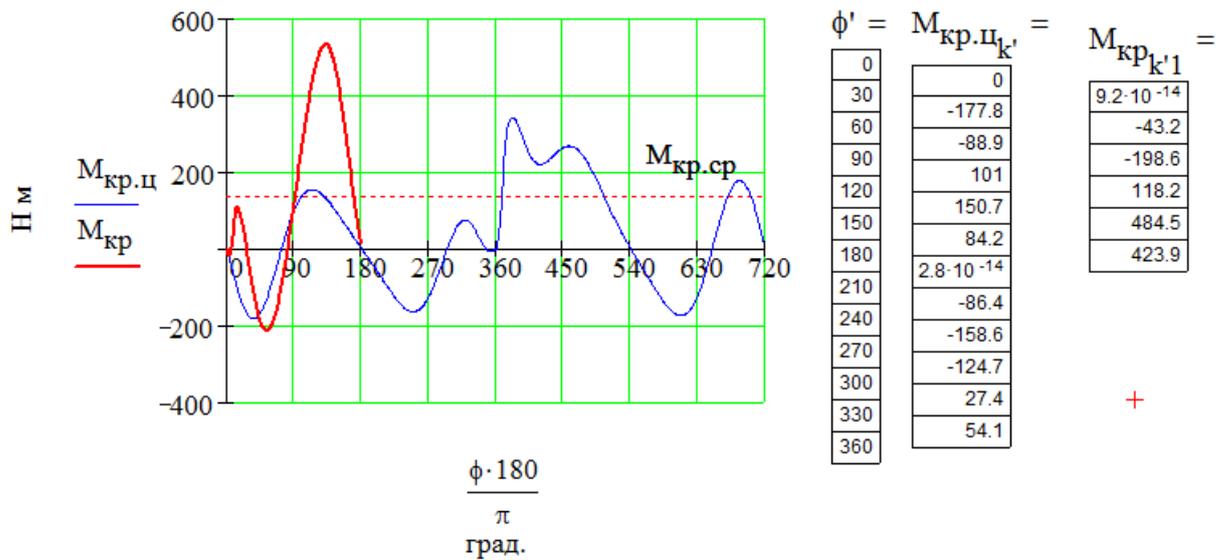


Рисунок 4.8 – Крутящий момент двигателя с турбонаддувом

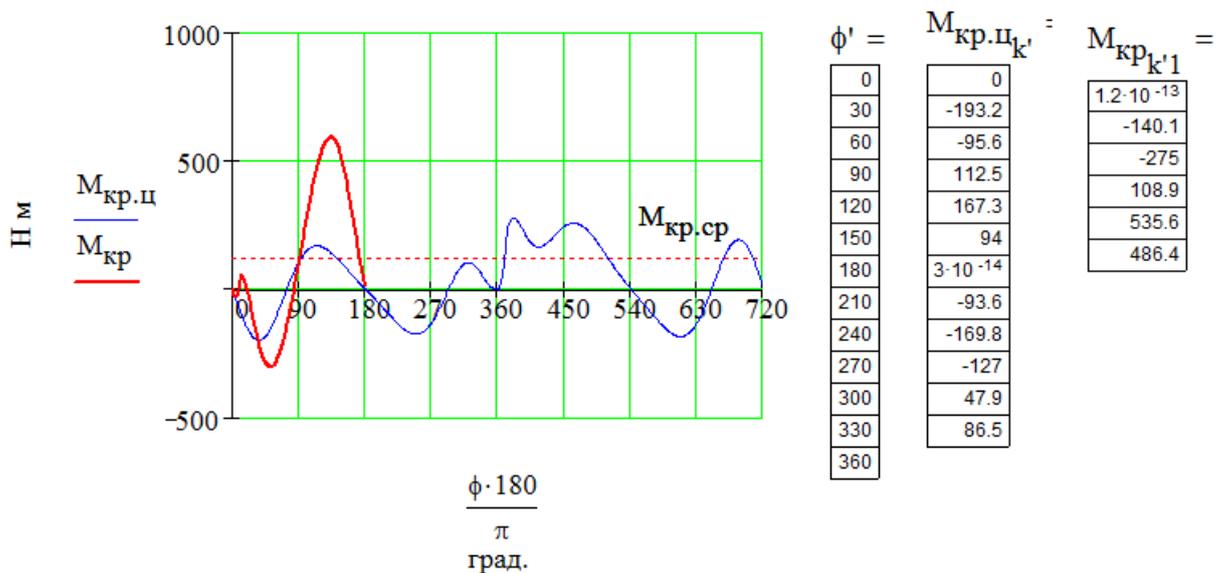


Рисунок 4.9 – Крутящий момент двигателя без турбонаддува

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$P_K = K + K_{R_{ш}} = (K - 4,438) \text{ кН} \quad (4.21)$$

где  $K = p_k \cdot F_{\pi} = 0,0041854 \cdot p_k \text{ кН}$ .

Результирующая сила  $R_{ш.ш}$ , действующая на шатунную шейку, подсчитывается графическим сложением векторов сил  $T$  и  $P_K$ :

$$R_{ш.ш} = \sqrt{T^2 + P_K^2} \quad (4.22)$$

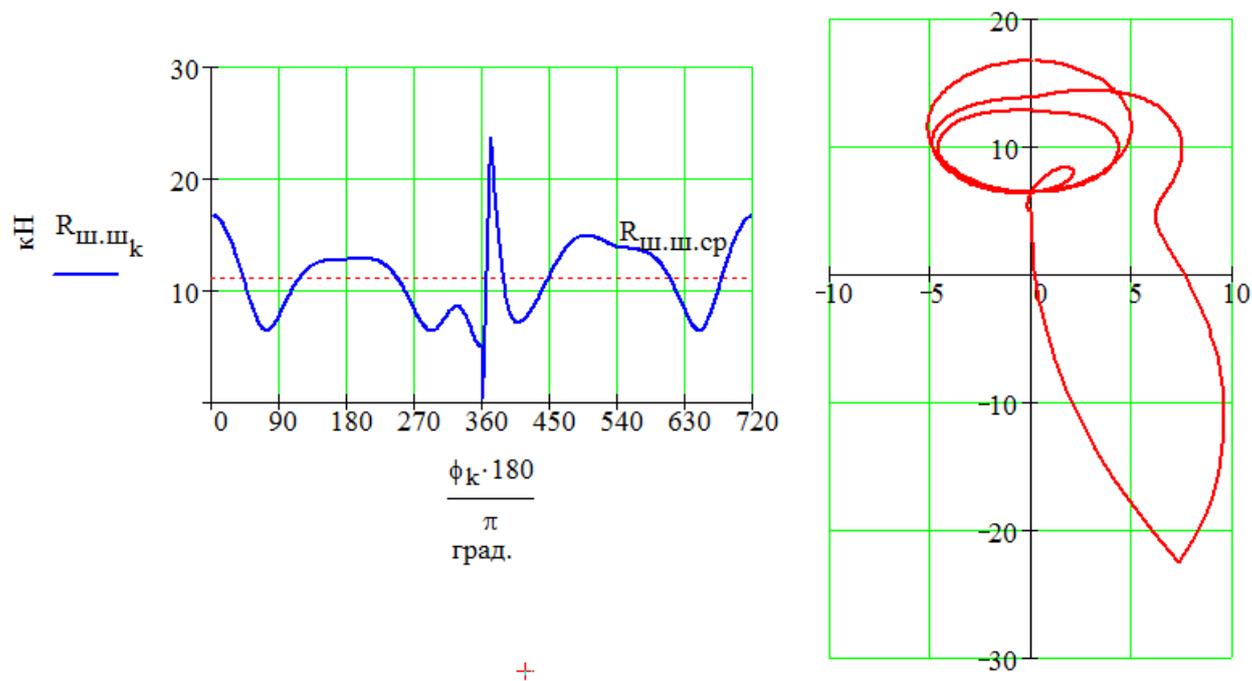


Рисунок 4.10 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу двигателя с турбонаддувом

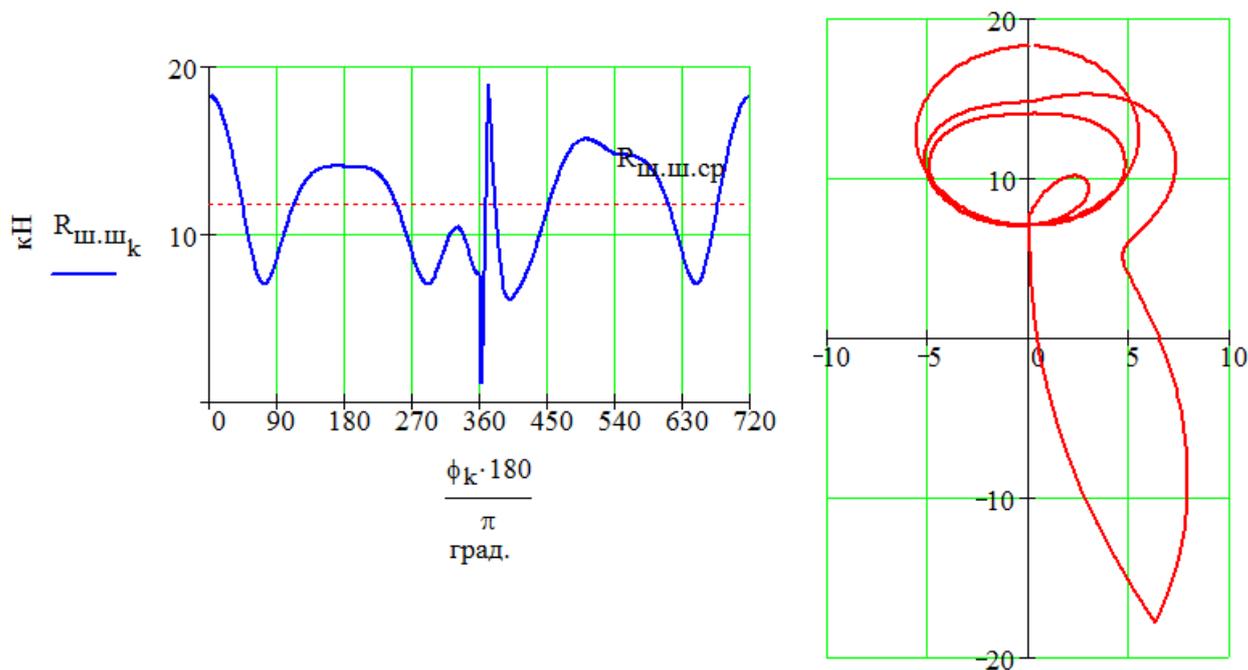


Рисунок 4.11 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу двигателя без турбонаддува

Масштаб сил на полярной диаграмме для суммарных сил  $M_p = 0,1$  кН в мм.

$$R_{ш.ш.ср} = 8,849 \text{ кН}$$

$$R_{ш.ш.маx} = 17,162 \text{ кН}, \quad R_{ш.ш.миn} = 1,154 \text{ кН}$$

По полярной диаграмме строится диаграмма износа шатунной шейки. По диаграмме износа определяют расположение оси масляного отверстия.



Рисунок 4.12 – Диаграмма износа шатунной шейки двигателя с турбонаддувом



Рисунок 4.13 – Диаграмма износа шатунной шейки двигателя без турбонаддува

Суммарная сила, действующая на колено вала по радиусу кривошипа:

$$K_{P_k} = P_k + K_{R_k} = P_k - 7,14 \quad (4.23)$$

Результирующая сила, действующая на колено вала

$$\bar{R}_k = \bar{R}_{ш.ш} + \bar{K}_{P_k} \quad (4.24)$$

Сила, действующая на вторую коренную шейку:

$$R_{к.ш2} = \sqrt{T_{к2}^2 + K_{к2}^2} \quad (4.25)$$

где

$$\begin{aligned} T_{к2} &= -0,5 \cdot (T_1 + T_2 \cdot \cos\gamma_{к(1-2)} - K_{P_{кк}} \cdot \sin\gamma_{к(1-2)}) = \\ &= -0,5 \cdot (T_1 + T_2 \cdot \cos 180 - K_{P_{кк}} \cdot \sin 180) = -0,5 \cdot (T_1 - T_2); \\ K_{к2} &= -0,5 \cdot (K_{P_{кк}} + T_2 \cdot \sin\gamma_{к(1-2)} + K_{P_{кк}} \cdot \cos\gamma_{к(1-2)}) = \\ &= -0,5 \cdot (K_{P_{кк}} + T_2 \cdot \sin 180 + K_{P_{кк}} \cdot \cos 180) = -0,5 \cdot (K_{P_{кк}} - K_{P_{кк}}) \end{aligned} \quad (4.26)$$

Сила, действующая на третью коренную шейку:

$$R_{к.ш3} = \sqrt{T_{к3}^2 + K_{к3}^2}, \quad (4.27)$$

где

$$\begin{aligned} T_{к3} &= -0,5 \cdot (T_2 + T_3 \cdot \cos\gamma_{к(2-3)} - K_{P_{кк}} \cdot \sin\gamma_{к(2-3)}) = \\ &= -0,5 \cdot (T_2 + T_3 \cdot \cos 0 - K_{P_{кк}} \cdot \sin 0) = 0,5 \cdot (T_2 + T_3); \\ K_{к2} &= -0,5 \cdot (K_{P_{кк}} + T_3 \cdot \sin\gamma_{к(2-3)} + K_{P_{кк}} \cdot \cos\gamma_{к(2-3)}) \cdot \cos\gamma_{к(1-2)} = \\ &= -0,5 \cdot (K_{P_{к2}} + T_3 \cdot \sin 0 + K_{P_{к3}} \cdot \cos 0) \cdot \cos 180 = 0,5 \cdot (K_{P_{к2}} + K_{P_{к3}}) \end{aligned} \quad (4.28)$$

По данным расчета строится полярная диаграмма нагрузок на коренные шейки в масштабе  $M_R = 0,1$  кН в мм.

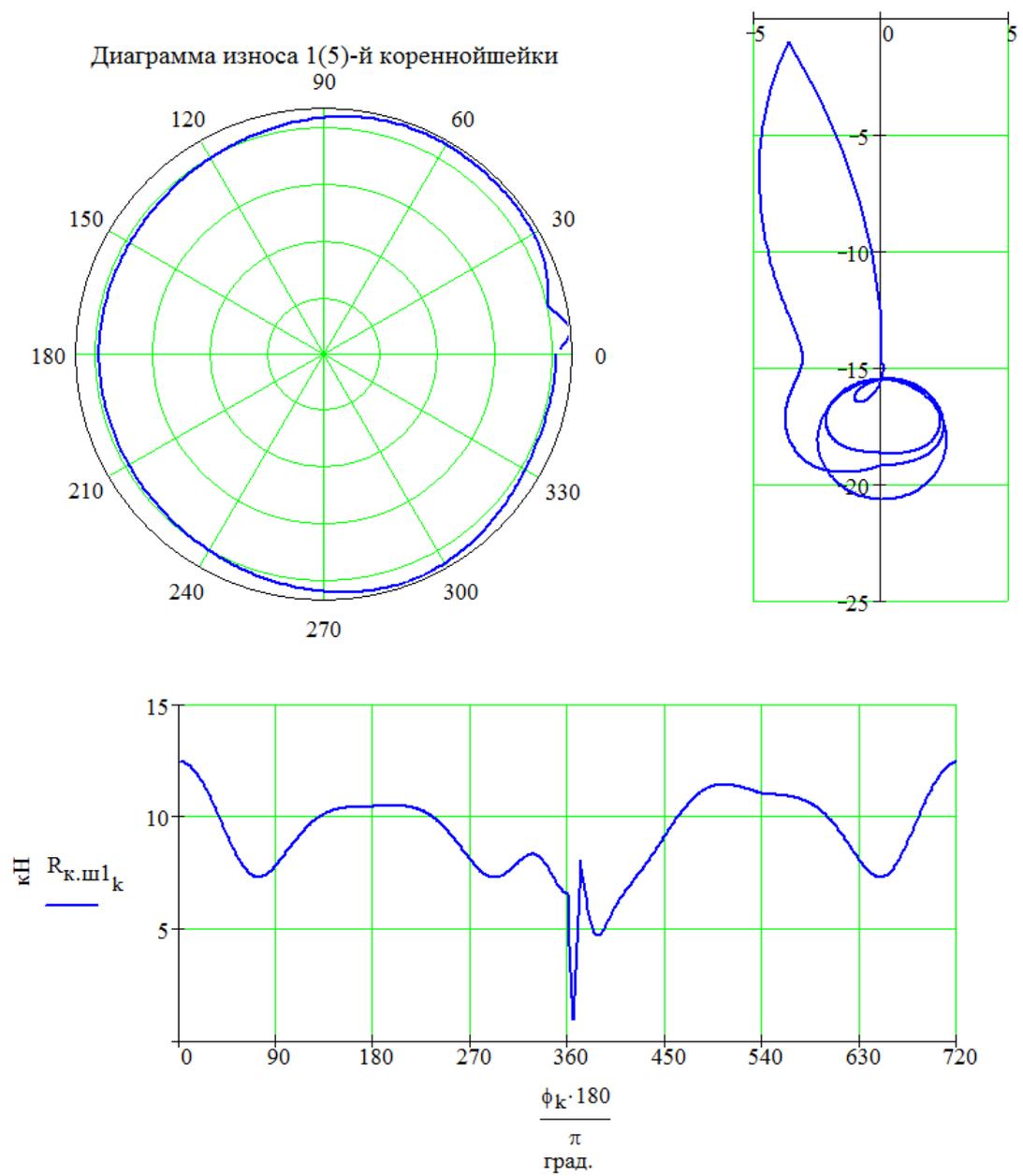


Рисунок 4.14 – Силы, действующие на коренные шейки двигателя с турбонаддувом

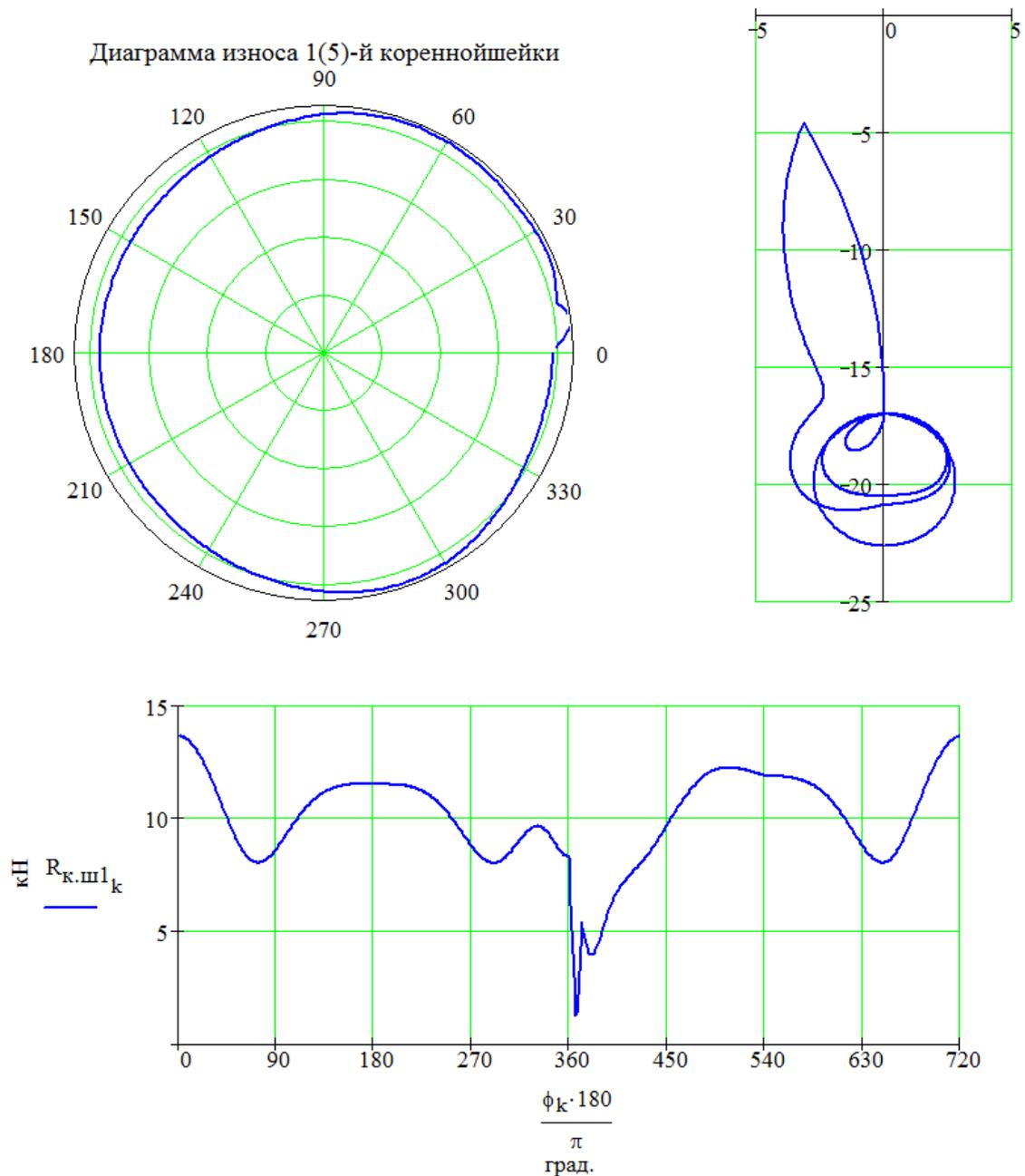


Рисунок 4.15 – Силы, действующие на коренные шейки двигателя без турбонаддува

## 4.2 Уравновешивание

Для снижения нагрузки на коренные шейки коленчатого вала установим противовесы на продолжении щек.

$m_R = 0,95$  кг - массы, совершающие вращательное движение.

$K_{R_{\text{ш}}} = -4,438$  кН - центробежные силы инерции вращающихся масс шатуна;

$K_{Rk} = -7,14$  кН - центробежные силы инерции вращающихся масс кривошипа;

$$m_{npR} = \frac{-(K_{Rш} + K_{Rk})}{2 \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot N_n}{30}} = \frac{-(4,438 - 7,14)}{2 \cdot 42 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3,14 \cdot 5600}{30}} = 0,235 \text{ кг} \quad (4.30)$$

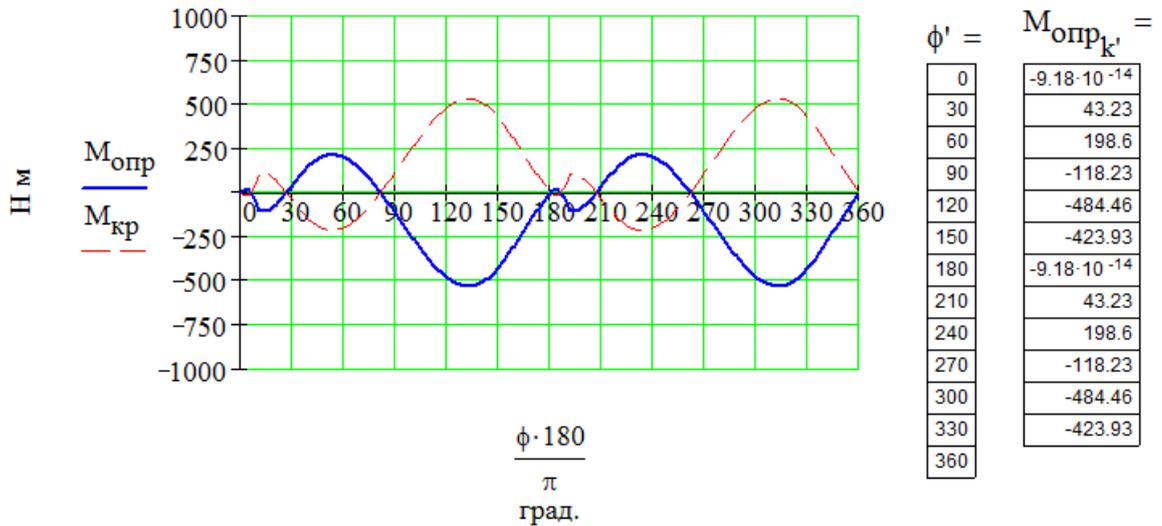


Рисунок 4.16 – Суммарный опрокидывающий момент

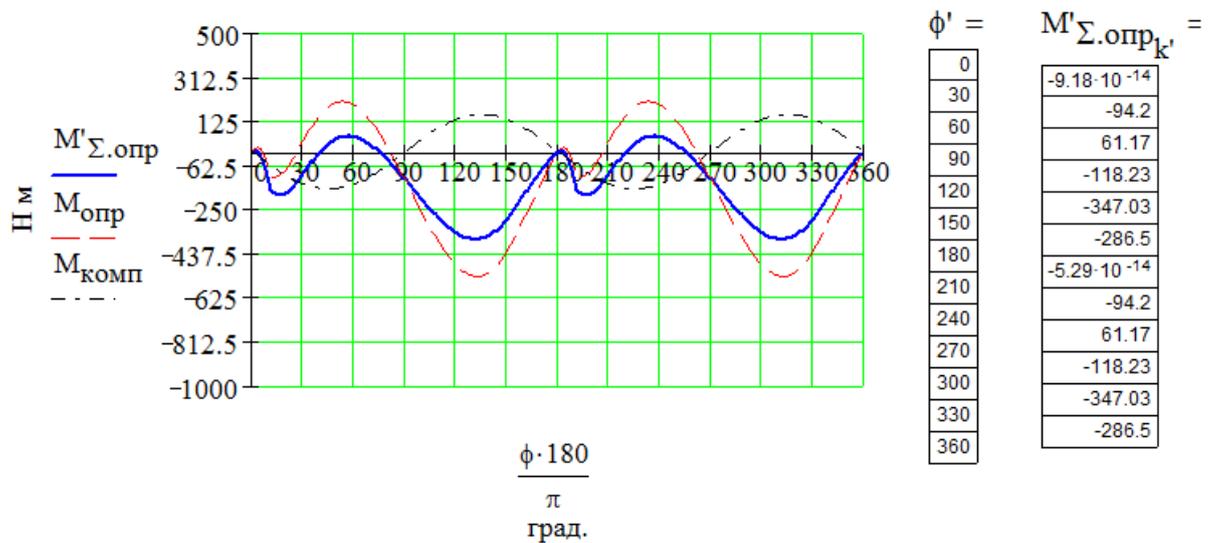


Рисунок 4.17 – Возможность компенсации опрокидывающего момента на номинальном режиме

### 4.3 Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

#### Равномерность крутящего момента

$$\begin{aligned}\mu &= (M_{\text{кр max}} - M_{\text{кр min}}) / M_{\text{кр ср}} = \\ &= (410 - (-82,47)) / 126,4 = 3,896.\end{aligned}\tag{4.31}$$

Равномерность хода двигателя принимается равной  $\mu = 0,01$ .

## 5 Расчет турбокомпрессора

### 5.1 Расчет компрессора

Рассчитывается радиально-осевой компрессор с лопаточным диффузором, одноступенчатый.

Массовый расход воздуха через двигатель

$$G_B = \frac{\alpha \cdot \varphi_{\Pi} \cdot l_0 \cdot N_e \cdot g_e}{36 \cdot 10^5}, \quad (5.1)$$

$$G_B = \frac{1 \cdot 1,18 \cdot 14,975 \cdot 60,5 \cdot 229,4}{36 \cdot 10^5} = 0,0577 \text{ кг/с}.$$

Плотность воздуха на входе в компрессор

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_0} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,19 \text{ кг/м}^3, \quad (5.2)$$

Объемный расход воздуха через компрессор

$$Q_B = \frac{G_B}{\rho_0} = \frac{0,0577}{1,19} = 0,0485 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.3)$$

#### 5.1.1 Расчет входного устройства и рабочего колеса компрессора

Температура воздуха в сечении  $a_{\text{вх}} - a_{\text{вх}}$ , соответствующее параметрам потока на входе в подводящий патрубок:

$$T_{\text{авх}} = T_0 = 293 \text{ К}$$

Давление воздуха в сечении  $a_{\text{вх}} - a_{\text{вх}}$ :

$$P_{\text{авх}} = p_0 - \Delta p_{\text{вс}}, \quad (5.4)$$

$$p_{\text{авх}} = 0,1 - 0,005 = 0,095 \text{ МПа}.$$

Статическое давление  $p_K$ ; по заданию  $p_K = 0,16 \text{ МПа}$

Степень повышения давления воздуха в компрессоре:

$$\pi_K = \frac{p_K}{p_{\text{авх}}} = \frac{0,16}{0,095} = 1,68. \quad (5.5)$$

По известным значениям  $\pi_K$  и  $Q_B$  определяется типоразмер

турбокомпрессора – ТКР – 3,5 а отсюда номинальный базовый диаметр колеса компрессора -  $D_2 = 0,035 \text{ м} = 35 \text{ мм}$ .

Для оценки напорных качеств компрессора используют коэффициент напора  $H_{\text{АД,К}}$ :

$$H_{\text{АД,К}} = L_{\text{АД,К}} / u_2^2 = 0,58, \quad (5.6)$$

Адиабатическая работа сжатия в компрессоре:

$$L_{\text{АД,К}} = \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_{\text{аВХ}} (\pi_K^{k-1/k} - 1), \quad (5.7)$$

$$L_{\text{АД,К}} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot (1,68^{1,4-1/1,4} - 1) = 42299 \text{ Дж/кг}.$$

Окружная скорость на наружном диаметре колеса компрессора:

$$u_2 = \sqrt{L_{\text{АД,К}} / H_{\text{АД,К}}} = \sqrt{42299 / 0,58} = 271,2 \text{ м/с}. \quad (5.8)$$

Частота вращения колеса компрессора:

$$n_K = 60 \cdot u_2 / (\pi \cdot D_2) = 60 \cdot 271,2 / (3,14 \cdot 0,055) = 70700 \text{ об/мин}. \quad (5.9)$$

Температура воздуха на входе в колесо компрессора:

Параметры воздуха в выходном сечении патрубка можно определить, если задаться абсолютной скоростью потока  $c_1$  в этом сечении; скорость воздуха во входном сечении принимается равной  $c_{1\text{ВХ}} = 40 \text{ м/с}$ .

$$T_1 = T_{\text{аВХ}} + \frac{c_{\text{аВХ}}^2 - c_1^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_B} = 293 + \frac{40^2 - 80^2}{2 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287} = 290 \text{ К}. \quad (5.10)$$

Относительные потери в воздухоподводящем патрубке компрессора:

$$L_{\text{rВХ}} = \xi_{\text{ВХ}} \cdot c_1^2 / 2 = 0,04 \cdot 80^2 / 2 = 128 \text{ Дж/кг}. \quad (5.11)$$

Показатель политропы  $n_{\text{ВХ}}$  на участке входа воздуха в компрессор:

$$\frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВХ}} - 1} = \frac{k}{k-1} - \frac{L_{\text{rВХ}}}{R_B (T_1 - T_{\text{аВХ}})} = \frac{1,4}{1,4-1} - \frac{128}{287(290-293)} = 3,65, \quad (5.12)$$

Давление перед колесом компрессора:

$$p_1 = p_{\text{аВХ}} \left( T_1 / T_{\text{аВХ}} \right)^{n_{\text{ВХ}} / n_{\text{ВХ}} - 1} = 0,095 \cdot (290 / 293)^{1,378 / (1,378 - 1)} = 0,0915 \text{ МПа} \quad (5.13)$$

Плотность воздуха во входном сечении:

$$\rho_1 = p_1 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_1) = 0,0915 \cdot 10^6 / (287 \cdot 290) = 1,1 \text{ кг/м}^3 \quad (5.14)$$

Площадь входного сечения:

$$F_1 = G_B / (c_1 \cdot \rho_1) = 0,0577 / (80 \cdot 1,1) = 0,00064 \text{ м}^2 \quad (5.15)$$

Диаметр рабочего колеса на входе в компрессор:

$$D_1 = \sqrt{F_1 / 0,785 \cdot (1 - (D_0/D_1)^2)}, \quad (5.16)$$

$$D_1 = \sqrt{0,00064 / 0,785 \cdot (1 - 0,3^2)} = 0,03 \text{ м} = 30 \text{ мм}.$$

Диаметр втулки рабочего колеса компрессора:

$$D_0 = D_1 \cdot \frac{D_0}{D_1} = 0,03 \cdot 0,3 = 0,009 \text{ м} = 9 \text{ мм}. \quad (5.17)$$

Относительный диаметр втулки рабочего колеса:

$$\bar{D}_0 = D_0/D_2 = 0,009/0,055 = 0,164. \quad (5.18)$$

Относительный диаметр колеса на входе:

$$\bar{D}_1 = D_1/D_2 = 0,03/0,055 = 0,545. \quad (5.19)$$

Относительный средний диаметр на входе в колесо:

$$\bar{D}_{1cc} = \sqrt{(\bar{D}_0^2 + \bar{D}_1^2)/2} = \sqrt{(0,164^2 + 0,545^2)/2} = 0,4. \quad (5.20)$$

Коэффициент мощности:

$$\mu = 1 / \left[ 1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_K} \cdot \frac{1}{(1 - \bar{D}_{1cp}^2)} \right], \quad (5.21)$$

$$\mu = 1 / \left[ 1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{12} \cdot \frac{1}{(1 - 0,4^2)} \right] = 0,828.$$

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса:

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 = 0,828 \cdot 271,2 = 217,5 \text{ м/с}. \quad (5.22)$$

Радиальная составляющая  $c_{2r}$  абсолютной скорости:

$$c_{2r} = 0,3 \cdot 271,2 = 91,05 \text{ м/с} \quad (5.23)$$

Абсолютная скорость воздуха на выходе из колеса; определяется из треугольника скоростей:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{217,5^2 + 91,05^2} = 235 \text{ м/с}. \quad (5.24)$$

Температура воздуха на выходе из рабочего колеса:

$$T_2 = T_1 + (\mu + \alpha_f - \mu^2/2) \cdot u_2^2 / c_p, \quad (5.25)$$

$$T_2 = 290 + (0,828 + 0,06 - 0,828^2/2) \cdot 271,2^2 / 1004,5 = 328,3 \text{ К}$$

Давление на выходе из колеса:

В расчете принимается  $n_k = 1,4$ , тогда:

$$p_2 = p_1 \cdot (T_2/T_1)^{n_k/n_k-1} = 0,0915 \cdot (312,5/290)^{1,4/1,4-1} = 0,119 \text{ МПа}. \quad (5.26)$$

Плотность воздуха за рабочим колесом:

$$\rho_2 = p_2 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_2) = 0,119 \cdot 10^6 / (287 \cdot 312,5) = 1,327 \text{ кг/м}^3 \quad (5.27)$$

Высота лопаток рабочего колеса на диаметре  $D_2$ :

$$b_2 = G_B / (\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2) = 0,0577 / (3,14 \cdot 0,055 \cdot 91,05 \cdot 1,327) = 0,0035 \text{ м} = 3,5 \text{ мм} \quad (5.28)$$

Ширина колеса компрессора:

$$\bar{B} = B/D_2, \quad (5.29)$$

Принимается  $\bar{B} = 0,35$  м.

$$B = 0,35 \cdot 0,055 = 0,019 \text{ м} = 19 \text{ мм}.$$

### 5.1.2 Расчет диффузоров и воздухосборника

Ширину безлопаточной части диффузора принимается равной высоте лопаток колеса на выходе:

$$b_3 = b_2 = 0,0035 \text{ м} = 3,5 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр безлопаточного диффузора:

$$D_3 = D_2 \cdot \bar{D}_3, \quad (5.30)$$

$$D_3 = 0,055 \cdot 1,14 = 0,063 \text{ м} = 63 \text{ мм}.$$

Абсолютная скорость на выходе из безлопаточного диффузора:

$$c_3 = \frac{c_2}{D_3} \cdot \frac{b_2}{b_3} = \frac{179}{1,14} \cdot \frac{0,0035}{0,0035} = 157 \text{ м/с}. \quad (5.31)$$

Давление за лопаточным диффузором:

$$p_4 = p_{\text{авх}} \cdot \pi_k = 0,095 \cdot 1,68 = 0,16 \text{ МПа} . \quad (5.32)$$

Температура воздуха за лопаточным диффузором:

$$T_4 = T_2 \cdot (p_4/p_2)^{(n_d-1)/n_d} = 312,5 \cdot (0,16/0,119)^{(1,8-1)/1,8} = 319,4 \text{ К} . \quad (5.33)$$

Скорость воздушного потока на выходе из лопаточного диффузора

$$c_4 = \sqrt{c_2^2 - (T_4 - T_2) \cdot 2 \cdot c_p} = \sqrt{235^2 - (319,4 - 312,5) \cdot 2 \cdot 1004,5} = 135 \text{ м/с} . \quad (5.34)$$

Наружный диаметр лопаточного диффузора находится в пределах  $D_4 = (1,35 - 1,70) \cdot D_2$ . Принимается  $D_4 = 1,40 \cdot D_2 = 1,40 \cdot 0,055 = 0,077 \text{ м} = 77 \text{ мм}$ .

Ширина лопаточного диффузора на выходе:

$$\begin{aligned} b_4 &= b_3 + (D_4 - D_3) \cdot \operatorname{tg} \nu / 2 = 0,0035 + (0,077 - 0,063) \cdot \operatorname{tg} 5^\circ / 2 = \\ &= 0,004 \text{ м} = 4 \text{ мм} \end{aligned} \quad (5.35)$$

Потери в воздухоборнике (улитке):

$$L_{\text{уил}} = \xi_{\text{уил}} \cdot c_4^2 / 2, \quad (5.35)$$

$$L_{\text{уил}} = 0,25 \cdot 135^2 / 2 = 2278 \text{ Дж/кг} .$$

Давление на выходе из улитки:

$$\begin{aligned} p_5 &= p_4 \cdot \left( 1 - \frac{L_{\text{уил}}}{R_B \cdot T_5} \cdot \frac{k-1}{k} \right)^{k/k-1} = \\ &= 0,125 \cdot \left( 1 - \frac{2278}{287 \cdot 319,4} \cdot \frac{1,4-1}{1,4} \right)^{1,4/1,4-1} = 0,162 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (5.37)$$

### 5.1.3 Расчет основных параметров компрессора

Действительная степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = p_5/p_{\text{авх}} = 0,162 / 0,095 = 1,7 . \quad (5.38)$$

Адиабатический к.п.д. компрессора

$$\begin{aligned} \eta_{\text{Ад К}} &= T_0 \cdot (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) / (T_5 - T_0) = \\ &= 293 \cdot (1,7^{(1,4-1)/1,4} - 1) / (319,4 - 293) = 0,838 \end{aligned} \quad (5.39)$$

Адиабатическая работа, определенная по действительной степени

повышения давления

$$\begin{aligned} L_{\text{АД К}} &= \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_{\text{авх}} \cdot (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) = \\ &= \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot (1,7^{(1,4-1)/1,4} - 1) = 42211 \text{ Дж/кг} \end{aligned} \quad (5.40)$$

Коэффициент напора

$$H_{\text{АД К}} = L_{\text{АД К}} / u_2^2 = 42211 / 271,5^2 = 0,63. \quad (5.41)$$

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора

$$\begin{aligned} N_k &= L_{\text{АД К}} \cdot G_B / 1000 \cdot \eta_{\text{АД К}} = \\ &= 42211 \cdot 0,0577 / 1000 \cdot 0,838 = 2,42 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (5.42)$$

## 5.2 Расчет турбины

Количество отработавших газов, поступающих на турбину от двигателя:

$$G_{\Gamma} = G_B \cdot \left( 1 + \frac{1}{\alpha \cdot \varphi_{\Pi} \cdot l_0} \right) = 0,0577 \cdot \left( 1 + \frac{1}{1 \cdot 1,18 \cdot 14,957} \right) = 0,06 \text{ кг/с}. \quad (5.43)$$

Давление газа в выпускном патрубке принимается

$$p_p = 0,9 \cdot p_k = 0,9 \cdot 0,16 = 0,144 \text{ МПа}. \quad (5.44)$$

Температура газа перед турбиной;  $T_{\Gamma} = 1080 \text{ К}$

Противодавление за турбиной  $p_2 = (1,02 - 1,05) \cdot p_0$ . В расчетах принимается  $p_2 = 1,03 \cdot p_0 = 0,103 \text{ МПа}$ .

Молекулярная масса газа перед турбиной

$$\mu_{\Gamma} = \mu_B \cdot \frac{1 + \alpha \cdot \varphi_{\Pi} \cdot l_0}{\mu_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_{\Pi} \cdot l_0} = 28,96 \cdot \frac{1 + 1 \cdot 1,18 \cdot 14,957}{1,0524 \cdot 1 \cdot 1,18 \cdot 14,957} = 29,08 \text{ кг/кмоль} \quad (5.45)$$

Газовая постоянная выпускных газов:

$$R_{\Gamma} = R / \mu_{\Gamma} = 8315 / 29,08 = 285,94 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}. \quad (5.46)$$

Давление газа перед турбиной:

$$p_T = p_2 / \left( 1 - \frac{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \cdot L_{\text{АД.К}} \cdot G_B}{\eta_T \cdot \eta_{\text{АД.К}} \cdot R_\Gamma \cdot T_\Gamma \cdot G_\Gamma} \right)^{k_\Gamma / (k_\Gamma - 1)} = \quad (5.47)$$

$$= 0,103 / \left( 1 - \frac{\frac{1,34 - 1}{1,34} \cdot 42211 \cdot 0,0577}{0,76 \cdot 0,838 \cdot 285,94 \cdot 1080 \cdot 0,06} \right)^{1,34 / (1,34 - 1)} = 0,115 \text{ ММг.}$$

Отношение  $p_k/p_T = 0,122/0,115 = 1,06$ ; для четырехтактных двигателей  $p_k/p_T = 1,0 - 1,2$ .

### 5.2.1 Расчет направляющего аппарата (сопла)

Полная адиабатическая работа расширения газа в турбине

$$L_{\text{АД.Т}} = L_{\text{АД.К}} \cdot G_B / (\eta_T \cdot \eta_{\text{АД.К}} \cdot G_\Gamma) = \quad (5.48)$$

$$= 42211 \cdot 0,0577 / (0,76 \cdot 0,838 \cdot 0,06) = 59900 \text{ Дж/кг}$$

Адиабатическая работа расширения в направляющем аппарате

$$L_c = (1 - \rho_T) \cdot L_{\text{АД.Т}} = (1 - 0,50) \cdot 59900 = 16450 \text{ Дж/кг} \quad (5.49)$$

Абсолютная скорость газа перед рабочим колесом

$$c_1 = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot L_c}, \quad (5.50)$$

$$c_1 = 0,94 \cdot \sqrt{2 \cdot 16450} = 170,5 \text{ м/с}$$

Температура газа за направляющим аппаратом

$$T_1 = T_\Gamma - \frac{c_1^2}{2 \cdot k_\Gamma \cdot R_\Gamma / (k_\Gamma - 1)} = 1080 - \frac{170,5^2}{2 \cdot 1,34 \cdot 285,94 / (1,34 - 1)} = 1067 \text{ К.} \quad (5.51)$$

Характер течения газа в проточной части направляющего аппарата турбины определяется числом Маха:

$$M_1 = c_1 / a_1 = c_1 / \sqrt{k_\Gamma \cdot R_\Gamma \cdot T_1}, \quad (5.52)$$

$$M_1 = 170,5 / \sqrt{1,34 \cdot 285,94 \cdot 1067} = 0,267.$$

Для определения радиальной  $c_{1r}$  и окружной  $c_{1u}$  составляющих

абсолютной скорости  $c_1$  необходимо задаться величиной угла  $\beta_1$  выхода газового потока из направляющего аппарата. В расчетах принимается  $\beta_1 = 20^\circ$ .

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin\alpha_1 = 170,5 \cdot \sin 20^\circ = 58,3 \text{ м/с}$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos\alpha_1 = 170,5 \cdot \cos 20^\circ = 160,2 \text{ м/с}$$

Окружная скорость  $u_1$  на наружном диаметре колеса турбины

$$\chi = u_1 / c_{Ad}, \quad (5.53)$$

$$\chi = 175 / 256 = 0,684.$$

Угол входа потока на лопатки рабочего колеса:

$$\beta_1 = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{u_1 - c_{1u}}{c_{1r}} = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{175 - 160,2}{58,3} = 104^\circ$$

Относительная скорость потока

$$\omega_1 = c_{1r} / \sin\beta_1 = 58,3 / \sin 104^\circ = 60 \text{ м/с}$$

Наружный диаметр рабочего колеса:

$$D_1 = 60 \cdot u_1 / \pi \cdot n_T = 60 \cdot 175 / 3,14 \cdot 70700 = 0,05 \text{ м} = 50 \text{ мм}. \quad (5.54)$$

Входной диаметр направляющего аппарата:

$$D_0 = 60 \text{ мм}.$$

Потери энергии в направляющем аппарате:

$$\Delta L_c = \left( \frac{1}{\varphi_c^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_1^2}{2} = \left( \frac{1}{0,94^2} - 1 \right) \cdot \frac{170,5^2}{2} = 1914 \text{ Дж/кг}. \quad (5.55)$$

Показатель политропы расширения в направляющем аппарате:

$$\frac{n_c}{n_c - 1} = \frac{k}{k - 1} + \frac{L_c}{R_T \cdot (T_T - T_1)} = \frac{1,34}{1,34 - 1} + \frac{1914}{285,94 \cdot (1080 - 1067)} = 4,456$$

$$n_c = 1,29$$

Давление газа на выходе из направляющего аппарата:

$$p_1 = p_T \cdot (T_1 / T_T)^{n_c / (n_c - 1)} = 0,115 \cdot (1067 / 1080)^{4,456} = 0,109 \text{ МПа} \quad (5.57)$$

Плотность газового потока на выходе из направляющего аппарата:

$$\rho_1 = p_1 \cdot 10^6 / (R_T \cdot T_1) = 0,109 \cdot 10^6 / (285,94 \cdot 1067) = 0,357 \text{ кг/м}^3 \quad (5.58)$$

Ширина лопаток направляющего аппарата:

$$b'_1 = \frac{G_\Gamma}{\pi \cdot D_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,053}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,357 \cdot 170,5 \cdot \sin 20^\circ} = 0,016 \text{ м} = 16 \text{ мм} \quad (5.59)$$

### 5.2.2 Расчет рабочего колеса турбины

Величина адиабатической работы расширения газа в колесе турбины определяется степенью ее реактивности:

$$L_{\text{ПК}} = \rho_T \cdot L_{\text{АД.Т}} = 0,5 \cdot 59900 = 23960 \text{ Дж/кг} . \quad (5.60)$$

Относительная средняя скорость газа на выходе из рабочего колеса

$$\omega_2 = \psi \cdot \sqrt{\omega_1^2 + 2 \cdot L_{\text{ПК}} - u_1^2 \cdot (1 - \bar{D}_{2\text{CP}}^2)} , \quad (5.61)$$

$$\bar{D}_{2\text{CP}} = D_{2\text{CP}} / D_1 = 0,0258 / 0,05 = 0,516. \quad (5.62)$$

$$\omega_2 = 0,82 \cdot \sqrt{60^2 + 2 \cdot 23960 - 175^2 \cdot (1 - 0,516^2)} = 108,7 \text{ м/с}$$

Окружная скорость на диаметре  $D_{2\text{CP}}$

$$u_{2\text{CP}} = \pi \cdot D_{2\text{CP}} \cdot n_T / 60 = 3,14 \cdot 0,0258 \cdot 70700 / 60 = 95,5 \text{ м/с} . \quad (5.63)$$

Считая выход потока газа осевым ( $c_2 = c_{2a}$ ), из треугольника скоростей находим величину абсолютной скорости на выходе из колеса:

$$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 - u_{2\text{CP}}^2} = \sqrt{108,7^2 - 95,5^2} = 17 \text{ м/с} . \quad (5.64)$$

Температура газа на выходе из колеса:

$$T_2 = T_1 - \frac{1}{k_r \cdot R_\Gamma / (k_r - 1)} \cdot \left[ (1 - \alpha_r) \cdot u_1^2 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right] = 1067 - \frac{1}{1,34 \cdot 285,94 / (1,34 - 1)} \cdot \left[ (1 - 0,06) \cdot 175^2 - \frac{170,5^2 - 17^2}{2} \right] = 1054 \text{ К} \quad (5.65)$$

Адиабатический к.п.д. турбины без учета потерь с выходной скоростью:

$$\eta'_{\text{АД.Т}} = \frac{T_T - T_2}{T_T \cdot (1 - (p_2 / p_T)^{(k_\Gamma - 1) / k_\Gamma})} = \frac{1080 - 1054}{1080 \cdot (1 - (0,103 / 0,115)^{(1,34 - 1) / 1,34})} = 0,87$$

Адиабатический к.п.д. турбины с учетом потерь с выходной скоростью:

$$\eta_{\text{АДТ}} = \eta'_{\text{АДТ}} - \frac{c_2^2}{2 \cdot L_{\text{АДТ}}} = 0,87 - \frac{17^2}{2 \cdot 32900} = 0,865 \quad (5.66)$$

Общий к.п.д. турбины определяется с учетом всех гидравлических и механических потерь:

$$\eta_{\text{T}} = \eta_{\text{АДТ}} \cdot \eta_{\text{ТК.МЕХ}}, \quad (5.67)$$

$$\eta_{\text{T}} = 0,865 \cdot 0,88 = 0,76$$

Мощность, развиваемая турбиной:

$$N_{\text{T}} = L_{\text{АДТ}} \cdot G_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{T}} / 1000 = 59900 \cdot 0,06 \cdot 0,76 / 1000 = 2,53 \text{ кВт}, \quad (5.68)$$

соответствует мощности, потребляемой компрессором ( $N_{\text{T}} = N_{\text{K}}$ ).

### 5.2.3 Согласование работы турбины и компрессора в составе турбокомпрессора

Для установившегося режима совместная работа турбины и компрессора определяется следующими условиями:

1) Равенство мощностей турбины  $N_{\text{T}}$  и компрессора  $N_{\text{K}}$ , т.е.  $N_{\text{T}} = N_{\text{K}}$ .

2) Равенство частот вращения колес турбины  $n_{\text{T}}$  и компрессора  $n_{\text{K}}$ ,

т.е.  $n_{\text{T}} = n_{\text{K}} = n_{\text{ТК}}$

3) Баланс расхода газа через турбину  $G_{\text{T}}$  и воздуха через компрессор  $G_{\text{K}}$ , который выражается следующим уравнением:

$$G_{\text{T}} = G_{\text{K}} + G_{\text{топл}} + G_{\text{ут}}, \quad (5.69)$$

Расход топлива и величина утечек практически равны и составляют 2-3 % расхода воздуха, т.е. в расчетах можно принять  $G_{\text{T}} = G_{\text{K}} = G$ .

### 5.2.4 Согласование работы турбокомпрессора с поршневой частью

Для расширения возможного диапазона изменения частоты вращения коленчатого вала при неизменном давлении наддува наиболее действенным способом регулирования является перепуск части отработавших газов в обход

турбины.

Исполнительное устройство включает в себя:

- исполнительный элемент - заслонка;
- управляющий элемент - барокамера;
- шток - привод клапана.

### 5.2.5 Расчет пружины управляющего механизма

Рабочее значение величины давления наддува составляет 0,16 МПа.

Исходя из конструктивных соображений, принимаются и геометрические параметры пружины:

- диаметр проволоки  $d_{пр} = 2,5$  мм,
- диаметр пружины  $D_{пр} = 27$  мм.

Площадь рабочей поверхности мембраны клапана:

$$\omega_M = \frac{\pi \cdot d_M^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 45^2}{4} = 1590 \text{ мм}^2 \approx 0,0016 \text{ м}^2 \quad (5.70)$$

Сила, при превышении которой происходит деформация мембраны (сила срагивания пружины):

$$F_1 = \omega_M \cdot p_{над} = 0,0016 \cdot 125000 = 157,5 \text{ Н} \quad (5.71)$$

Жесткость пружины рассчитывается по формуле:

$$C = (F_2 - F_1)/h, \quad (5.72)$$

$$C = (200 - 157,5)/10 = 4,25 \text{ Н/мм}$$

Число рабочих витков пружины:

$$n_1 = C_1/C = 40/4,25 \approx 9, \quad (5.73)$$

Полное число витков:

$$n = n_1 + n_2 = 9 + 2 = 11., \quad (5.74)$$

Максимальная деформация пружины:

$$\lambda_m = F_3/C = 230/4,25 = 54 \text{ мм}, \quad (5.75)$$

Высота пружины при максимальной деформации:

$$L_M = (n_1 + 1 - n_2) \cdot d_{\text{пр}} = (9 + 1 - 2) \cdot 2,5 = 25 \text{ мм} \quad (5.76)$$

Высота пружины в свободном состоянии:

$$L = L_M + \lambda_M = 25 + 54 = 79 \text{ мм.} \quad (5.77)$$

### 5.3 Описание спроектированного турбокомпрессора

Общее описание конструкции турбокомпрессора можно проиллюстрировать рисунками 5.1 – 5.10.

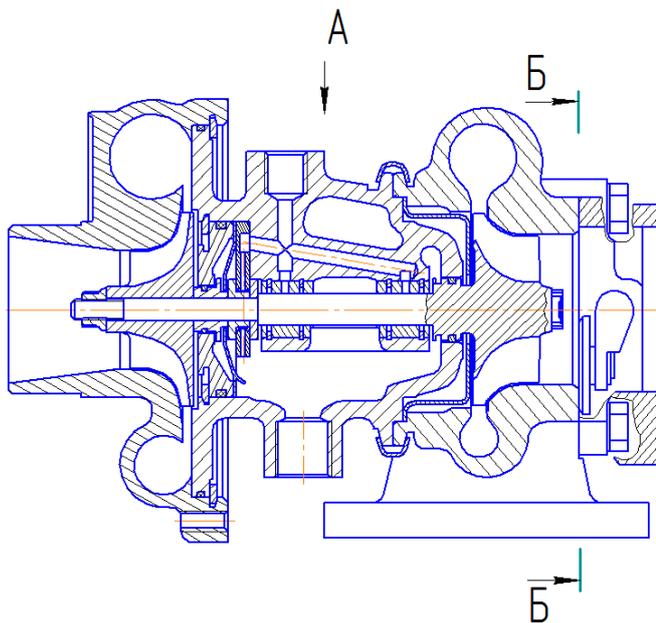


Рисунок 5.1 – Турбокомпрессор (разрез)

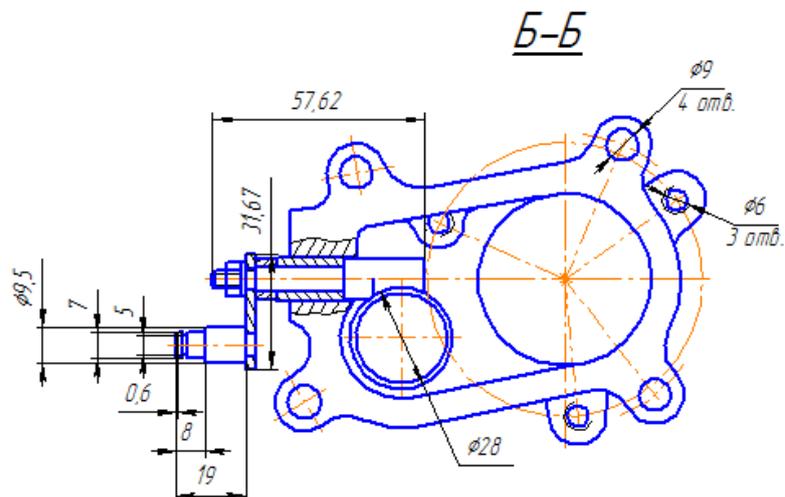


Рисунок 5.2 – Турбокомпрессор (габариты)

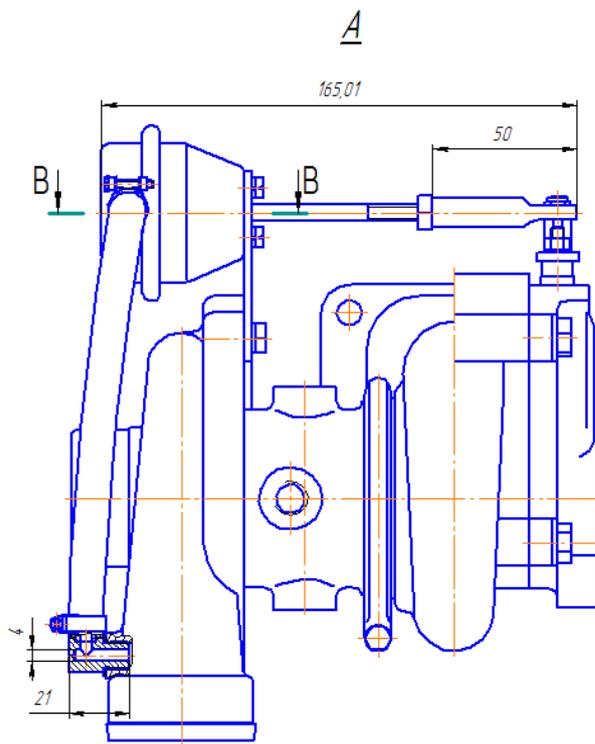


Рисунок 5.3 – Турбокомпрессор

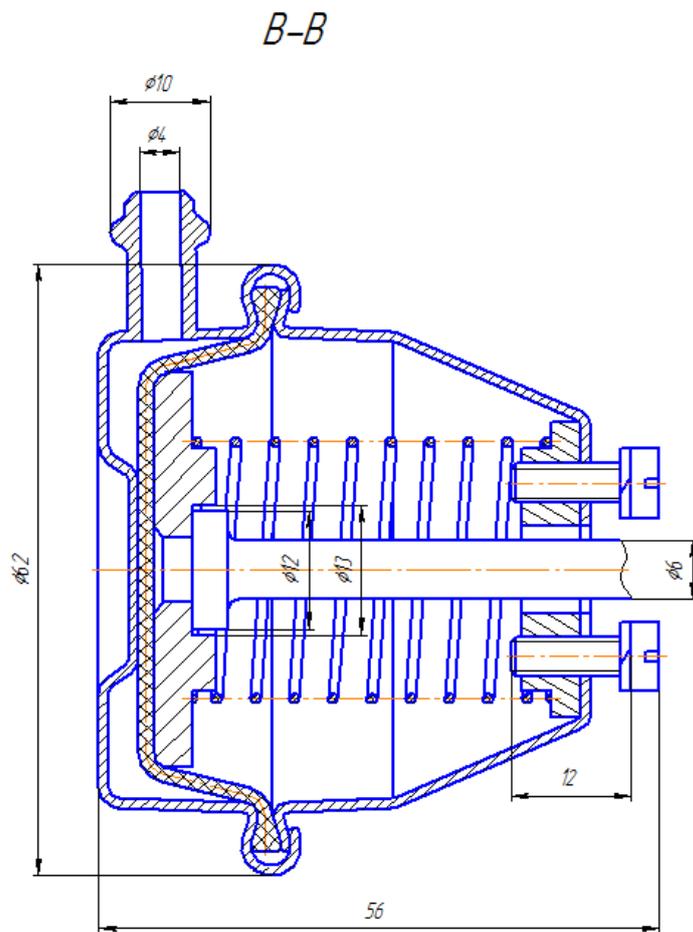


Рисунок 5.4 – Регулировочный механизм

## 6 Моделирование характеристик двигателя с турбокомпрессором в программе AVL BOOST

### 6.1 Параметры для турбокомпрессора в программном комплексе AVL Boost

КПД компрессора	0,66
Давление наддува, МПа	0,16
Эквивалентный коэффициент разгрузки турбины	0,16

На рисунке 6.1 изображены графики открытия выпускных и впускных клапанов, просчитанные в программе Mathcad и экспортированные в AVL Boost

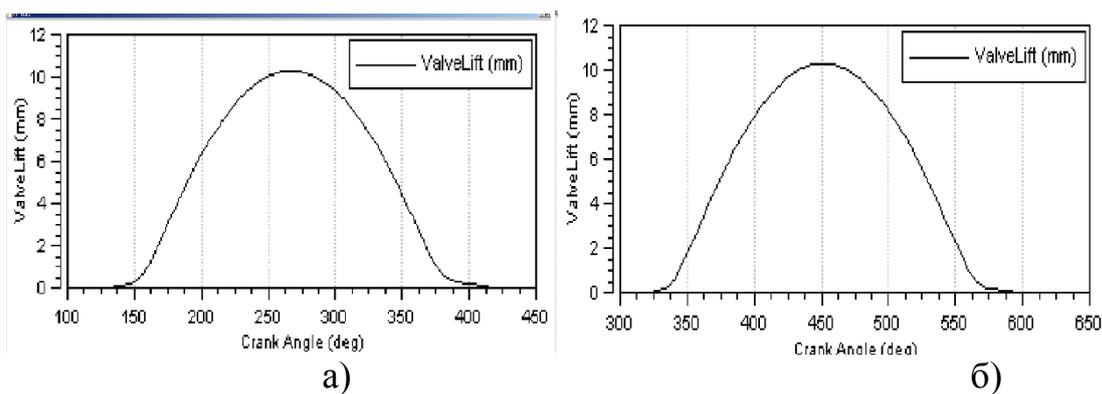


Рисунок 6.1 – а) график открытия выпускных клапанов; б) график открытия впускных клапанов

Исходные данные которые указывались выше отмечаются у соответствующих элементах построений в AVL Boost имитационного расчета [5].

Чтобы воспроизвести двигатель в программном комплексе AVL Boost использовались стандартные действия, выполняемые этой программой. В схему добавлялись элементы, соответствующие двигателю и присваивались параметры для отдельного элемента, характеристики которых приближены к реальным, это позволяет результат расчета максимально приблизить к испытаниям на стенде. Полученную схему можно увидеть на рисунке 6.2.

Начало схемы MP1, туда поступает воздух, затем, проходя через воздушный фильтр, он поступает на вход компрессора, где сжимается через трубопровод и поступает в охладитель надувочного воздуха, после этого в цилиндр. Компрессор, в свою очередь, приводится в движение посредством ременного привода от двигателя. После завершения процесса сгорания, на такте выпуска выхлопные газы через трубопровод поступают в катализатор, а затем в выхлопной коллектор.

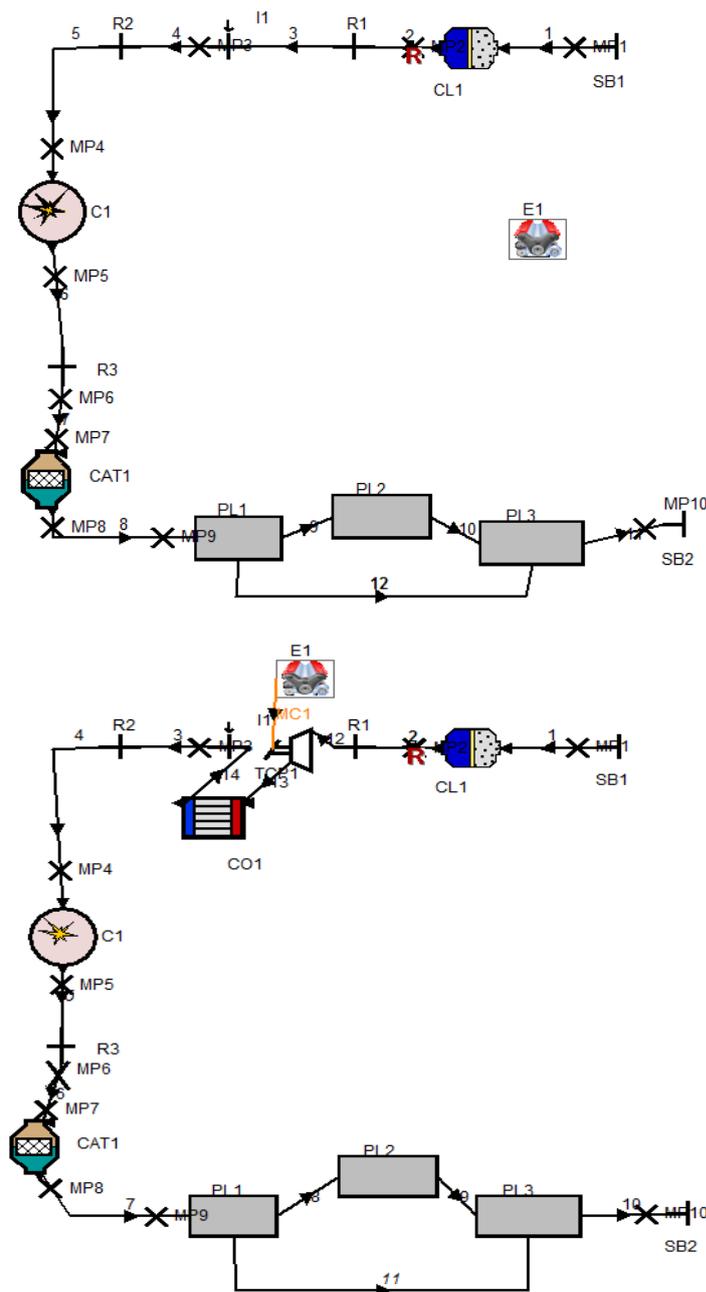


Рисунок 6.2 – Модель атмосферного (сверху) и турбированного (снизу) двигателя.

## 6.2 Индикаторное давление и параметры работы двигателя

Построив физическую модель, произведен расчет в программном комплексе AVL BOOST и получены значения давления, как для атмосферного двигателя, так и турбированного двигателя. На рисунке 6.3 представлен график зависимости давления в цилиндре от поворота коленчатого вала, турбированного и атмосферного двигателя.

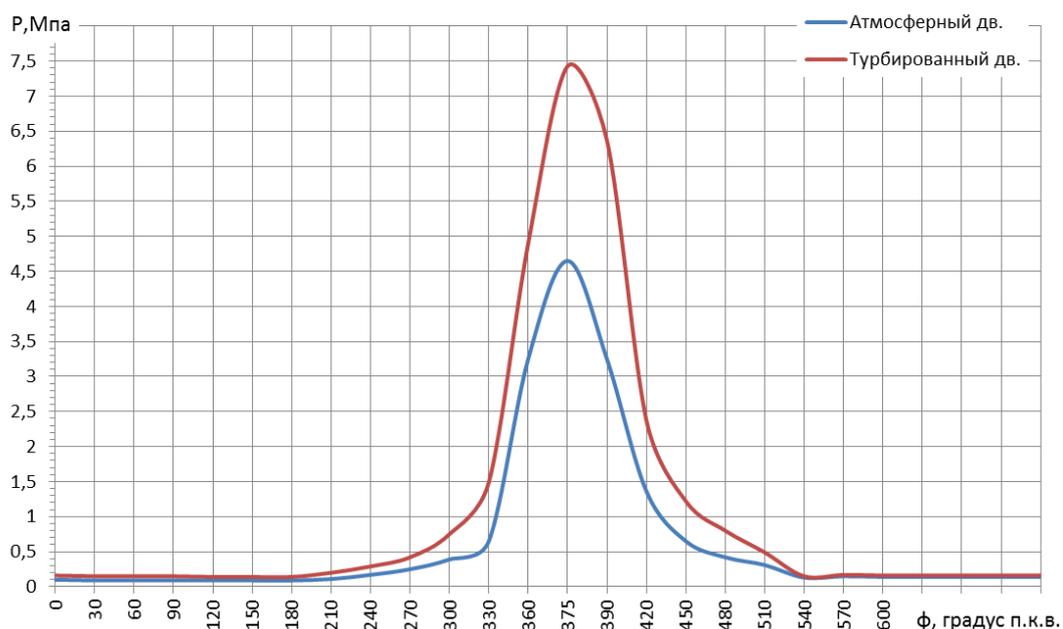


Рисунок 6.3 – График зависимости давления атмосферного и турбированного двигателя

Из сравнения результатов видно, что рабочее давление двигателя с наддувом несколько больше, чем у двигателя без наддува с аналогичными характеристиками.

На рисунках 6.4 – 6.7 представлены результаты расчета двигателя в программе AVL BOOST.

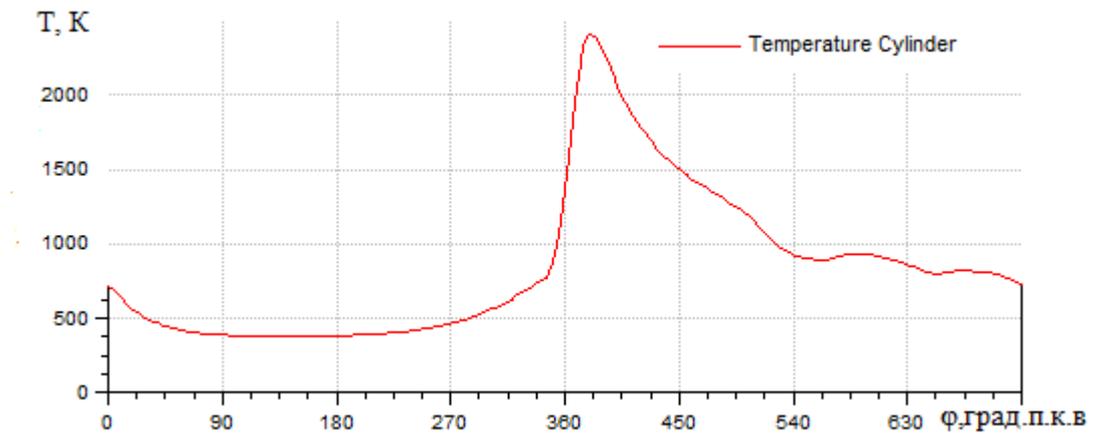


Рисунок 6.4 – График зависимости температуры в цилиндре от угла поворота коленчатого вала для двигателя без наддува.

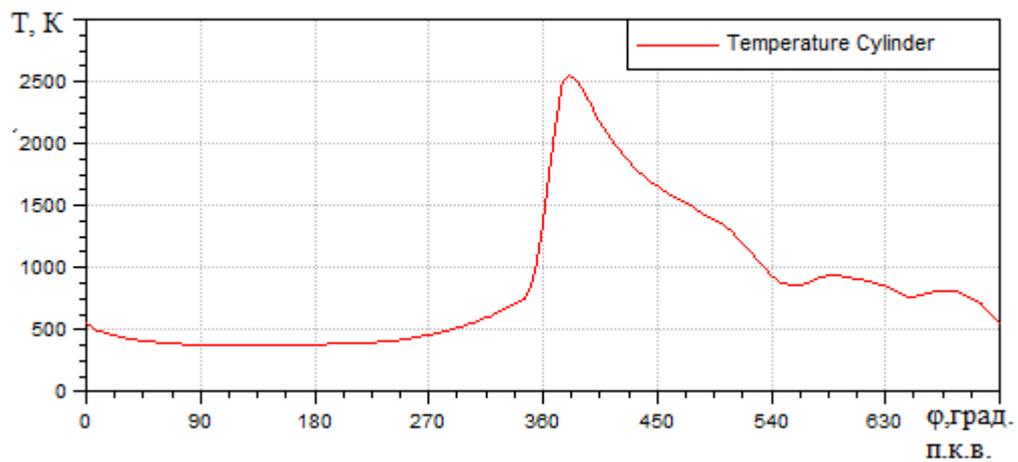


Рисунок 6.5 – График зависимости температуры в цилиндре от угла поворота коленчатого вала для двигателя с наддувом.

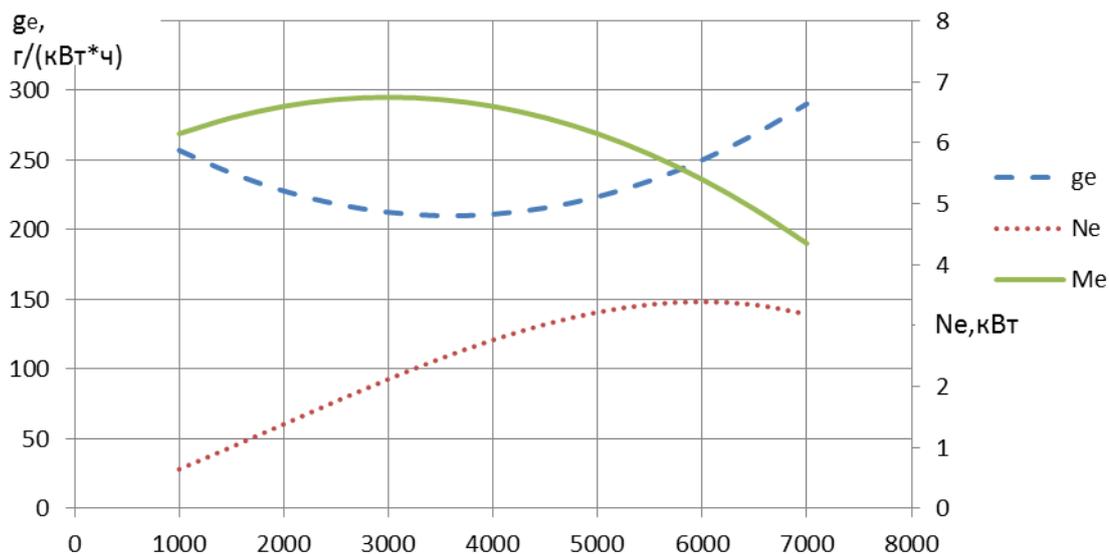


Рисунок 6.6 – Графики зависимости мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива от угла поворота коленчатого вала для двигателя без наддува.

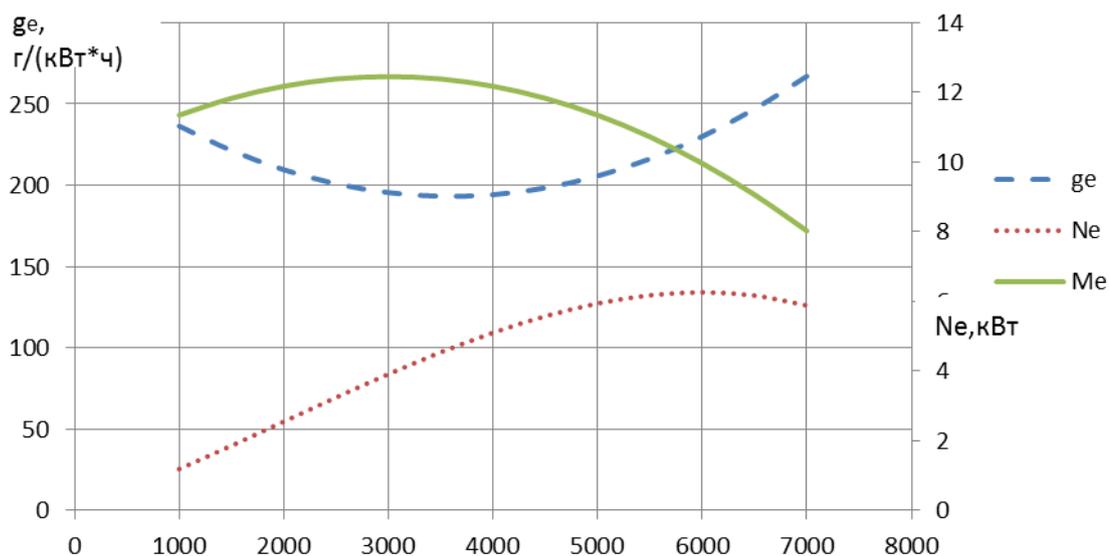


Рисунок 6.7 – Графики зависимости мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива от угла поворота коленчатого вала для двигателя с наддувом.

### 6.3 Преимущества и недостатки при сравнении атмосферных и турбированных двигателей

Преимущества атмосферного двигателя:

1. Простота конструкции.
2. Ресурс работы больше чем у турбированных в 3-4 раза.

3. Расход масла.

4. Качество масла.

5. Качество топлива.

6. Прогрев двигателя.

Недостатки атмосферного двигателя:

1. Мощность на 20-30% меньше.

2. Экологичность.

Преимущества турбированного двигателя:

1. Мощность.

2. Расход топлива.

3. Вес и размеры.

4. Компактность

Недостатки турбированного двигателя:

1. Качество топлива.

2. Качество масла.

3. Расход масла.

4. Ресурс работы.

5. Плохой прогрев.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В соответствии с проведенным анализом, можно отметить, что применение турбокомпрессора позволяет существенно улучшить технико-экономические показатели базового двигателя. При небольшом превышении мощности базового двигателя, уменьшен рабочий объем ( $iV_h = 1190 \text{ см}^3$ ). Минимальный эффективный удельный расход топлива составляет  $g_e = 226 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ , часовой расход топлива на номинальном режиме –  $G_T = 16,14 \text{ кг/ч}$ . Для улучшения приемистости двигателя применяется система регулирования давления наддува.

2. Изучены основы в программном комплексе AVL BOOST. Разработана рабочая схема одноцилиндрового атмосферного и турбированного двигателя. Приведены графики температуры и давления до и после цилиндра. Рассмотрены преимущества и недостатки турбированных и атмосферных двигателей. Мощность турбированного двигателя возрастает в 1.86 раз.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]/ Колчин, А.И. Демидов В.П. // Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Высшая школа 1980. - с.496.
- 2 Эккерт Б. "Осевые и центробежные компрессоры. Применение, теория, расчет [Текст] / Эккерт Б. / Гос. науч. - техн. изд-во машиностроит. лит., 1959. - 678 с.
- 3 Селезнев, К.П. Центробежные компрессоры [Текст] / Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. // Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. - 271 с.
- 4 Бухарин, Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров [Текст] / Бухарин, Н.Н. // М: Высшая школа. 1988г. - 215 с.
- 5 Герман, В.А. Разработка метода расчета и оптимизация винтовых компрессоров [Текст] / Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Л.: ЛПИ, 1995, - 210 с.
- 6 AVL BOOST [Электронный ресурс]: ADVANCED SIMULATION TECHNOLOGIES AVL BOOST. URL: <https://www.avl.com/web/ast/boost>
- 7 Heinz, P. Practical Guide to Compressor Technology [Текст] / Heinz P. Bloch A. // Wiley-Interscience, 2 edition (September 14, 2006) - 590 с.
- 8 Турбодвигатели и компрессоры: справ. пособие: [пер.с нем.] [Текст] / Г. Ханк // АСТ: Астрель, М.: 2007. – 350с.
- 9 Акустический наддув двигателя внутреннего сгорания учеб. пособие для вузов [Текст] / А.В. Васильев, Д.А. Шипов; ТГУ. – Гриф УМО: ТГУ. – Тольятти: ТГУ, 2004. – 130с.
- 10 Теория и расчет турбокомпрессора учеб. Пособие для машиностроительных спец. Вузов [Текст] / К.П. Селезнев [и др.]; под. ред. К.П. Селезнев. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград: Машиностроение, 1986. – 392с.
- 11 Nlootat, G. A Model for Converting SI Engine Flame Arrival Signals into Flame Contours [Текст] / SAE, SP 1099, №950109, стр. 99-110, 1999.

- 12 Khalighi, B. Computation and Measurement of Flow and Combustion in a Four-Valve Engine with Intake Variations [Текст] / SAE, SP 1101, №950287, 2001. - с. 147-179,
- 13 Каминский, А.И. Особенности расчета агрегатов наддува судовых и стационарных двигателей [Текст] / Каминский, А.И., Васильев Л.А. // Учебное пособие. – Хабаровск: Хабар. политехн. ин-т, 1979. – 111 с.
- 14 Каминский, А.И. Турбокомпрессоры. Расчет центробежного компрессора [Текст] / Каминский, А.И., Васильев Л.А. // Методические указания. – Хабаровск: Хабар. политехн. ин-т, 1986. – 36 с.
- 15 Каминский, А.И. Выбор параметров и расчет турбин турбокомпрессоров [Текст] / Каминский, А.И., Васильев Л.А. // Методические указания. - Хабаровск: Хабар. политехн. ин-т, 1986. – 36 с.
- 16 Luttermann, C., BMW High Precision Fuel Injection in Conjunction with Twin-Turbo Technology: a Combination for Maximum Dynamic and High Fuel Efficiency [Текст] / Luttermann, C., Mahrle W. // SAE 2007-01-1560. 2007
- 17 Thomasson, A. Co-Surge in Bi-Turbo Engines - Measurements, Analysis and Control [Текст] / Thomasson A, Eriksson L. // Control Engineering Practice, (32) 2014, 113-122. <http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2014.08.001> Copyright: Elsevier
- 18 Ameri M., Kiaahmadi F., Khanaki M. Comparative analysis of the performance of a dual-fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels. - [Текст] Journal of Power Technologies, year 2012, pp. 214–226.
- 19 Zurbriggen f. Diesel-minimal combustion control of a natural gas-diesel engine. [Текст] - Institute for dynamic systems and control, year 2016, pp. 302–311.
- 20 Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. [Текст] – М.: «Машиностроение», 1983.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

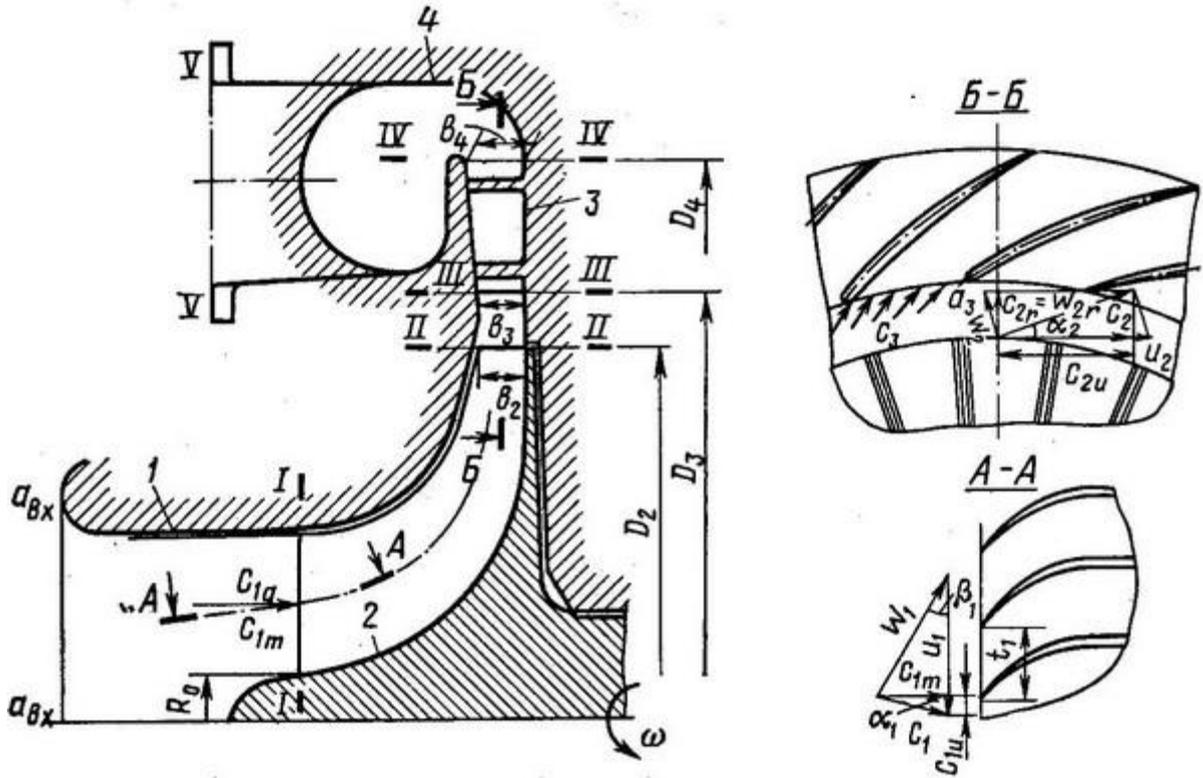


Рисунок А.1 – Расчетная схема входного устройства

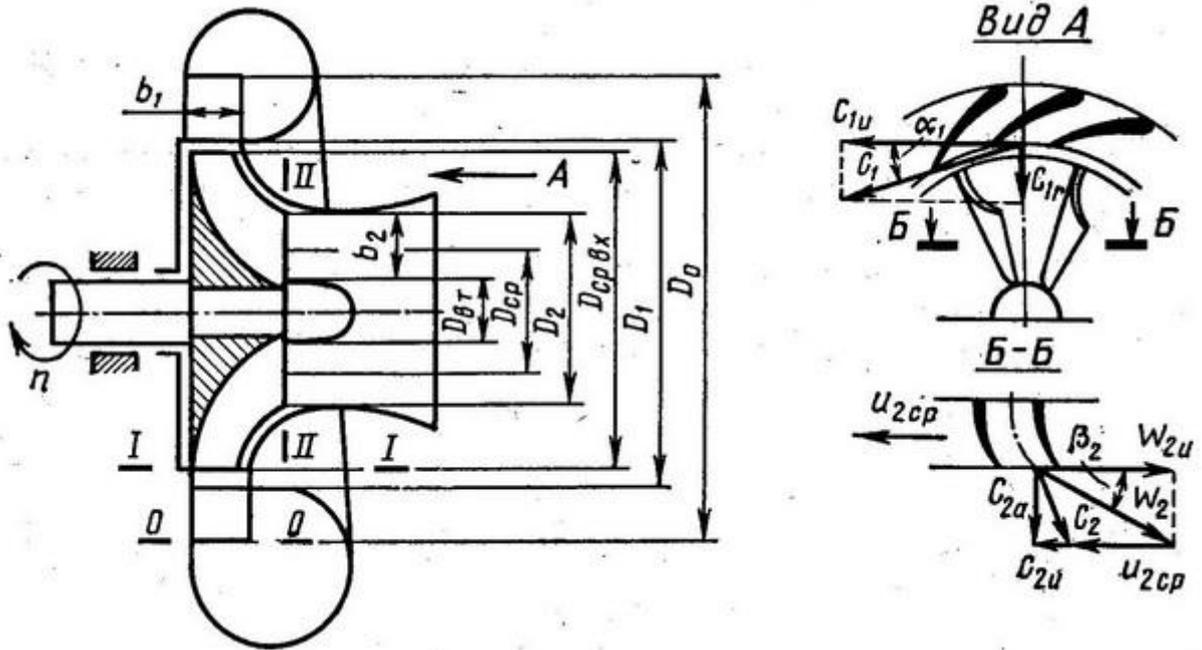


Рисунок А.2 – Расчетная схема направляющего аппарата и колеса турбины.

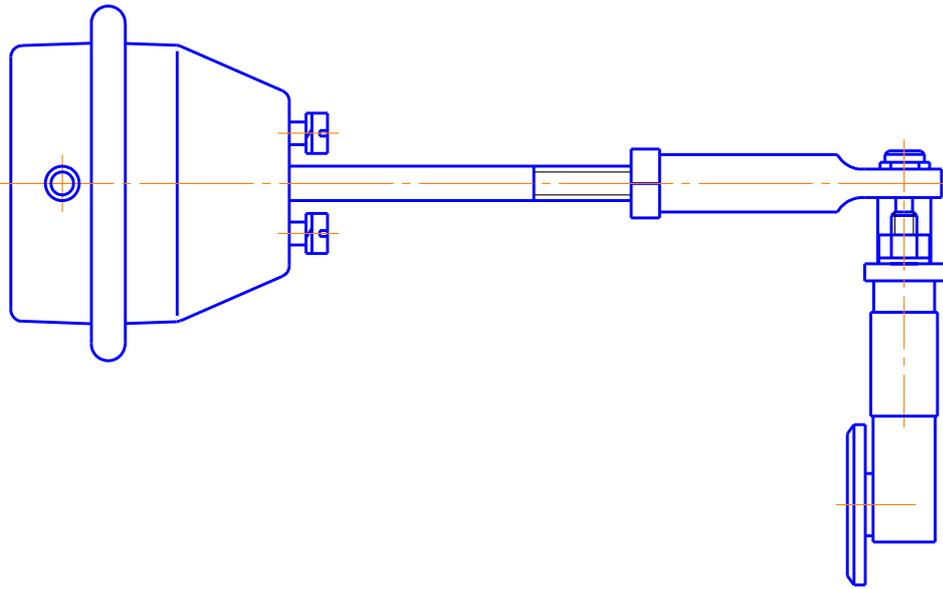


Рисунок А.3 –Клапан перепуска отработавших газов