

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФГБОУ ВО «ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Факультет (институт)	Кафедра
<u>Машиностроения и транспорта</u>	<u>Транспортные машины</u>
(наименование)	(наименование)
Направление подготовки (специальность)	13.03.03 «Энергетическое машиностроение»
	(код и наименование)
Бакалаврская программа/ Профиль	<u>Двигатели внутреннего сгорания</u>
	(наименование)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

на тему

Исследование влияния изменения степени сжатия двигателя

УЗАМ-3313 на эффективные показатели.

Студент	<u>Ареьев 11.05.19</u> (подпись, дата)	<u>Ареьев Олег</u> <u>Олегович</u> (ф.и.о. полностью)
---------	---	---

Руководитель /		
Научный консультант	<u>Жук 11.05.19</u> (подпись, дата)	<u>Жук А.П.</u> (фамилия, инициалы)

Консультанты:		
по <u>конструкторскому разделу</u> (наименование раздела)	<u>Жук 06.06.19</u> (подпись, дата)	<u>Жук А.П.</u> (фамилия, инициалы)
по <u>НИР разделу</u> (наименование раздела)	<u>Жук 06.06.19</u> (подпись, дата)	<u>Жук А.П.</u> (фамилия, инициалы)
по <u>технологическому разделу</u> (наименование раздела)	<u>Жук 06.06.19</u> (подпись, дата)	<u>Жук А.П.</u> (фамилия, инициалы)

Нормоконтролёр		
<u>ст. преподаватель</u>	<u>Жук 10.06.19</u> (подпись, дата)	<u>Жук А.П.</u> (фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от 18.06.19 № 90)

Заведующий кафедрой	<u>Салмин 18.06.19</u> (подпись, дата)	<u>Салмин В.В.</u> (фамилия, инициалы)
---------------------	---	---

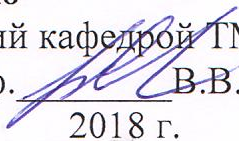
Работа защищена с отметкой _____ (протокол заседания ГЭК от 29.06.19 № 5)

Секретарь ГЭК	<u>Жук</u> (подпись, дата)	<u>Жук А.П.</u> (фамилия, инициалы)
---------------	-------------------------------	--

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФГБОУ ВО «ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ФАКУЛЬТЕТ МАШИНОСТРОЕНИЯ И ТРАНСПОРТА
КАФЕДРА «ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ»

Утверждаю

Заведующий кафедрой ТМ

д.т.н., проф.  В.В. Салмин

30.11 2018 г.

ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу

Студент гр. 15МД1 Политехнического института, очной формы обучения по направлению 13.03.03 Двигатели внутреннего сгорания

Арефьев Олег Олегович

Руководитель работы: к.т.н., доцент каф. ТМ А.П. Жук

Время выполнения ВКР: с 30 ноября 2018 г. по 07 июля 2019 г.

Место преддипломной практики: ОАО «Пензадизельмаш»

Тема работы: *Исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели.*

Тема утверждена приказом ректора ПГУ № 580/о от 30.11 2018 г.

Техническое задание на работу (назначение устройства, условия применения, внешние воздействия, специальные требования и т.п.): *Разработать проект двигателя с изменяемой степенью сжатия.*

Объём и содержание основной части работы

Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчетов, обоснований, описаний):

- Введение (рассматривается актуальность темы ВКР)
- Конструкторский раздел (назначение потребителя мощности, его технологический цикл, условия работы, требования к проектируемому двигателю, тепловой, кинематический, динамический расчет двигателя, расчет на прочность основных деталей двигателя);
- Научно-исследовательский раздел (обоснование выбора способа повышения степени сжатия, описание механизмов и систем разрабатываемого двигателя, сравнительный анализ характеристик базового и спроектированного двигателя);
- Технологический раздел (анализ технологичности конструкции, определение типа производства, обоснование способа получения заготовки);
- Экономический раздел (расчет годового экономического эффекта эксплуатации разработанной конструкции, расчет срока окупаемости);
- Заключение;

Графическая часть (перечень и содержание чертежей, плакатов)

– структура выпускной квалификационной работы	– 1 л
– патентно-информационный поиск	– 1 л
– чертёж шатуна	– 1 л (A2)
– чертёж поршня	– 1 л
– вал коленчатый	– 1 л
– чертежи продольного и поперечного разрезов ДВС	– 2 л
– кинематический и динамический расчеты двигателя	– 2 л

Литература:

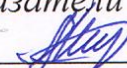
1. Артёмов И.И., Балакишин А.Б., Грабовский А.А. и др. Курсовое и дипломное проектирование: методика и общие требования. – Пенза: Информационно-издательский центр ПГУ, 2004. – 226 с.
2. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов./ А.И. Колчин, В.П. Демидов - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 2002. - 496с.
3. Салмин В.В. Расчёт и проектирование транспортных энергетических установок: учеб. пособие по курсовому проектированию / Салмин В.В.- Пенза: ПГУАС, 2012 - 138 с.
4. Макушев Ю.П. и др. Агрегаты наддува двигателей / Ю.П. Макушев, С.В. Корнеев, В.В. Рындин. Учебное пособие. Омск: Изд-во СибаДИ, 2006 - 58 с.
5. Гоц, А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: Учебное пособие./ А.Н. Гоц: Владим. гос. ун-т. - Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. - 124с.

Консультанты и содержание дополнительных разделов (указывается конкретное содержание задания)

По конструкторскому разделу: Разработка элементов конструкции

Консультант: к.т.н., доцент  А.П. Жук

По НИР: Исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели

Консультант: к.т.н., доцент  А.П. Жук

По технологическому разделу: Технологический процесс изготовления детали "Поршень" двигателя

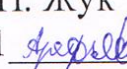
Консультант: к.т.н., доцент  А.П. Жук

Дата выдачи задания 11 мая 2018 г.

Руководитель ВКР

к.т.н., доцент

 А.П. Жук

Задание к исполнению принял студент гр. 15МД1  О.О. Арефьев
11 мая 2018 г.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФГБОУ ВО «ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ФАКУЛЬТЕТ «МАШИНОСТРОЕНИЯ И ТРАНСПОРТА»
КАФЕДРА «ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ»

«Утверждаю»
Руководитель ВКР
к.т.н., доцент Жук А.П.

«30» 11 2018 г.

Календарный план
выполнения выпускной квалификационной работы по направлению
13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

№ п/п	Наименование выполняемой работы	Срок выполнения		Отметка о выполнении
		начало	окончание	
1	Получение задания на НИР	30.11	30.11	<i>Жук</i>
2	Прохождение НИР	12.01	25.01	<i>Жук</i>
3	Консультации с руководителем ВКР	11.05	11.05	<i>Жук</i>
4	Выполнение Конструкторского раздела	11.05	29.05	<i>Жук</i>
5	Плакат №1 Структура ВКР	11.05	12.05	<i>Жук</i>
6	Плакат №2 Выбор прототипа	12.05	13.05	<i>Жук</i>
7	Плакат №3 Пат. инф. обзор	13.05	14.05	<i>Жук</i>
8	Плакат №4 Тепловой расчёт двигателя	14.05	15.05	<i>Жук</i>
9	Плакат №5 Кинематический расчёт КШМ	15.05	16.05	<i>Жук</i>
10	Плакат №6 Динамический расчёт КШМ	15.05	17.05	<i>Жук</i>
11	Плакат №7 Прочностной расчёт деталей КШМ	16.05	20.05	<i>Жук</i>
12	Чертёж схемы усовершенствованной ЦПГ	17.05	22.05	<i>Жук</i>
13	Рабочие чертежи деталей КШМ	17.05	25.05	<i>Жук</i>
14	Сборочные чертежи двигателя	18.05	28.05	<i>Жук</i>
15	Выполнение научно – исследовательского раздела	20.05	30.05	<i>Жук</i>
16	Выполнение технологического раздела	24.05	3.06	<i>Жук</i>
17	Чертежи детали и технологических наладок	25.05	5.06	<i>Жук</i>
18	Представление доклада и презентации	27.05	7.06	<i>Жук</i>
19	Чистовая печать листов (А3, А4)	29.05	7.06	<i>Жук</i>
20	Предзащита ВКР	14.06	14.06	<i>Жук</i>
21	Получение отзыва руководителя	18.06	18.06	<i>Жук</i>
22	Защита ВКР	29.06.2019 г.		

Студент гр. 15МД1 Арефьев О. О.

Дектору ПТУ
А. Д. Гуськову
студента 4 курса РМТ
очной формы обучения
Афанасьева Олега Александровича

Заявление

Я, Афанасьев Олег Александрович, студент 4 курса очной формы обучения направления подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение, профиля "Двигатели внутреннего сгорания", прошу провести проверку с использованием системы "Антиплагиат" выполненной работы на тему "Исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели", выполненной мной самостоятельно, на содержание элементов плагиата.

Афанасьев

21.06.2019



СПРАВКА

о результатах проверки текстового документа на наличие заимствований

Проверка выполнена в системе
Антиплагиат.ВУЗ

Автор работы	Арефьев Олег Олегович
Подразделение	факультет машиностроения и транспорта кафедра Транспортные машины
Тип работы	Выпускная квалификационная работа
Название работы	ВКР Арефьев О.О. гр.15МД1
Название файла	ВКР Арефьев О.О. гр.15МД1.docx
Процент заимствования	43,47%
Процент цитирования	0,26%
Процент оригинальности	56,27%
Дата проверки	15:31:29 07 июня 2019г.
Модули поиска	Модуль поиска ИПС "Адилет"; Модуль выделения библиографических записей; Сводная коллекция ЭБС; Коллекция РГБ; Цитирование; Модуль поиска переводных заимствований; Коллекция eLIBRARY.RU; Коллекция ГАРАНТ; Модуль поиска Интернет; Коллекция Медицина; Модуль поиска перефразирований eLIBRARY.RU; Модуль поиска перефразирований Интернет; Коллекция Патенты; Модуль поиска "ПГУ"; Модуль поиска общеупотребительных выражений; Кольцо вузов
Работу проверил	Жук Александр Порфирьевич ФИО проверяющего
Дата подписи	07 июня 2019  Подпись проверяющего

Чтобы убедиться
в подлинности справки,
используйте QR-код, который
содержит ссылку на отчет.



Ответ на вопрос, является ли обнаруженное заимствование
корректным, система оставляет на усмотрение проверяющего.
Предоставленная информация не подлежит использованию
в коммерческих целях.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФГБОУ ВО «ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ФАКУЛЬТЕТ «МАШИНОСТРОЕНИЯ И ТРАНСПОРТА»
КАФЕДРА «ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ»

ОТЗЫВ

на выпускную квалификационную работу

студента *Арефьева Олега Олеговича* гр. 15МД1

направление 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

Тема работы: *«Исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели».*

Выпускная квалификационная работа студента *Арефьева О.О.* посвящена актуальной теме – *Исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели.* В работе проведен анализ состояния вопроса, расчет элементов системы питания. В ходе выполнения выпускной квалификационной работы была выполнена научно-исследовательская работа по теме *Исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели.*

В технологическом разделе проекта проведена разработка технологического процесса изготовления детали «Поршень» двигателя.

В целом выпускная квалификационная работа выполнена грамотно. Студент *Арефьев О.О.* проявил себя как бакалавр, способный самостоятельно решать технические и организационные задачи двигателестроения.

Считаю, что выпускная квалификационная работа *Арефьева О.О.* заслуживает оценки «ХОРОШО», а его автор присвоения квалификации «бакалавр» по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

Руководитель ВКР:

к.т.н., доцент

«24 июня» 2019г.



Жук А.П.

Реферат

Арефьев О.О. Исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели.

ДВИГАТЕЛЬ, ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ, ШАТУН, ПОРШЕНЬ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ТЕХПРОЦЕСС, СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ.

В выпускной квалификационной работе было проведено исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели.

Пояснительная записка содержит 151 страницу, 34 рисунка, 18 таблиц и графическую часть на 8 листах формата А1.

Выпускная квалификационная работа представляет собой законченную расчетно-графическую работу, заключающуюся в исследовании влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели.

Работа содержит: конструкторский раздел, содержащий тепловой, динамический расчёты и расчёты деталей двигателя на прочность; научно-исследовательскую работу; технологический раздел с представленным в нем техпроцессом изготовления поршня.

Abstract

Are'ev O.O. Investigation of the impact of changes in the compression ratio of the UZAM-3313 engine on effective performance.

ENGINE, HEAT CALCULATION, ROD, PISTON, DESIGN, TECHNICAL PROCESS, COMPRESSION.

In the final qualifying work, a study was conducted on the effect of changes in the compression ratio of the UZAM-3313 engine on effective performance.

The explanatory note contains 151 pages, 34 figures, 18 tables and the graphic part on 8 sheets of A1 format.

Graduation qualification work is a complete computational and graphic work, consisting in the study of the effect of changes in the compression ratio of the UZAM-3313 engine on effective performance.

. The work contains: a design section containing thermal, dynamic calculations and calculations of engine parts for strength; research work; technological section with technical process of manufacturing a piston.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	9
1 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ.....	10
1.1 Назначение потребителя мощности, его технологический цикл, условия работы, требования к проектируемому двигателю.....	10
1.2 Выбор аналогов.....	11
1.3 Выбор исходной конструкции двигателя, описание его механизмов и систем.....	12
1.4 Потребитель мощности.....	15
1.5 Анализ патентной документации.....	16
1.6 Исходные данные для расчета.....	26
1.7 Тепловой расчет.....	26
1.8 Построение индикаторной диаграммы двигателя.....	42
1.9 Тепловой баланс двигателя.....	43
1.10 Построение внешней скоростной характеристики.....	45
1.11 Кинематический расчет КШМ.....	47
1.12 Динамический расчет КШМ.....	52
1.13 Расчёт основных деталей двигателя на прочность.....	71
1.14 Вывод.....	107
2 НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ РАЗДЕЛ.....	108
2.1 Обоснование выбора способа повышение степени сжатия двигателя.....	108
2.2 Исходные данные для расчета.....	109
2.3 Исследование параметров рабочего процесса двигателя УЗАМ-3313 при различных степенях сжатия.....	109
2.4 Исследование разверток индикаторных диаграмм двигателя.....	112
2.5 Исследование внешней скоростной характеристики двигателя.....	112
2.6 Вывод.....	115
3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	116
3.1 Анализ технологичности конструкции.....	116
3.2 Определение типа производства.....	119

3.3 Обоснование способа получения заготовки.....	126
3.4 Разработка маршрутной технологии обработки детали.....	127
3.5 Расчет припусков расчетно-аналитическим способом.....	130
3.6 Расчет режимов резания.....	135
3.7 Вывод.....	141
4 ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	142
4.1 Расчет годового эффекта.....	142
4.2 Вывод.....	146
Заключение.....	147
Список используемой литературы.....	148

Введение

Величина степени сжатия является одной из важнейших характеристик двигателя. Ее выбор в первую очередь зависит от способа смесеобразования и рода топлива. Кроме того, степень сжатия выбирают с учетом наличия или отсутствия наддува, быстроходности двигателя, системы охлаждения и других факторов.

Для бензиновых двигателей выбор степени сжатия, прежде всего, определяется детонационной стойкостью применяемого топлива.

В современных бензиновых двигателях $\varepsilon = 6 - 12$. Двигатели грузовых автомобилей имеют значения степени сжатия ближе к нижнему пределу, а у двигателей легковых автомобилей обычно $\varepsilon > 7$ и только при воздушном охлаждении ε иногда ниже 7.

Повышение степени сжатия для бензиновых двигателей выше 12 ограничивается как возможностью самовоспламенения смеси, так и возникновением детонации в процессе сгорания. Кроме того, при повышении $\varepsilon > 12$ относительное и абсолютное увеличение индикаторного КПД незначительно.

Целью выпускной квалификационной работы является исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на его эффективные показатели.

Для достижения поставленной цели в работе были решены следующие задачи:

1. Патентный анализ существующих способов повышения степени сжатия бензиновых двигателей.
2. Расчет бензинового двигателя.
3. Расчёт основных деталей двигателя.
4. Разработка технологического процесса изготовления поршня.
5. Научно исследовательская работа.

1. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ

1.1 Назначение потребителя мощности, его технологический цикл, условия работы, требования к проектируемому двигателю

Проектируемый, в выпускной квалификационной работе, бензиновый рядный двигатель предназначен для установки на легковые автомобили средней мощности для города: москвич 2141.

Основным назначением данного бензинового двигателя является надежная и неприхотливая работа в условиях города, например, в исполнении такси. Его главное отличие заключается в настройке под использование низкооктанового бензина А-76. Использование данного двигателя планируется в районах: с теплым, жарким, холодным и умеренным климатом. Поэтому к двигателю предъявляются повышенные требования по климатическому исполнению.

Для бензиновых двигателей выбор степени сжатия, прежде всего, определяется детонационной стойкостью применяемого топлива. Повышение степени сжатия для бензиновых двигателей выше 12 ограничивается, как возможностью самовоспламенения смеси, так и возникновением детонации в процессе сгорания. Разрабатываемая в работе конструкция двигателя обеспечит нам параметр $\varepsilon = 10$.

Механизмы двигателя должны надежно противостоять нагрузкам и износу. Кривошипно-шатунный механизм, проектируемого двигателя, должен быть спроектирован таким образом, чтобы нагрузки в нем были минимальными. Газораспределительный механизм, в свою очередь, должен обеспечивать своевременное наполнение и очистку цилиндров двигателя. Такая же стабильность требуется и от других систем двигателя.

Система смазывания должна обеспечивать надёжное смазывание трущихся пар и деталей КШМ. Планируемый ресурс двигателя – 1000000 км до капитального ремонта.

Техническое обслуживание должно проводиться через каждые 800 часов работы, замена масла в двигателе через 800 часов работы.

1.2 Выбор аналогов

При проектировании двигателя был выбран один аналог данного двигателя. Российский аналог – двигатель УЗАМ-3313. Выбор аналога производился исходя из скоростных характеристик, мощностных показателей, размеров цилиндропоршневой группы, представленных в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Технические характеристики аналога

Параметры	УЗАМ-3313
Тип двигателя	Карбюраторный, бензиновый
Число тактов	Четыре
Расположение цилиндров	Рядное
Число цилиндров	Четыре
Число оборотов, мин ⁻¹	5300
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	327
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	80
Мощность, кВт	63
Рабочий объем, л	1,8
Степень сжатия	7,2
Масса, кг	220

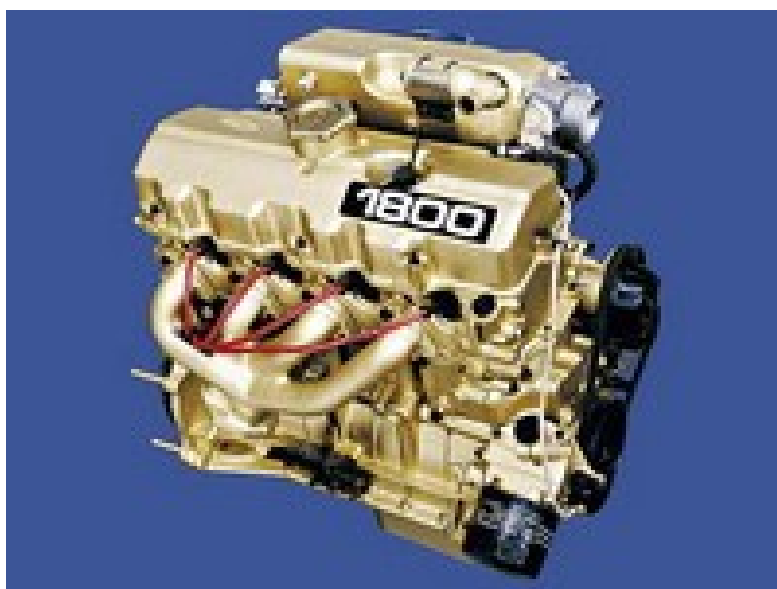


Рисунок 1.1 – Двигатель-прототип УЗАМ-3313

Таким образом, было решено спроектировать двигатель со следующими параметрами:

- мощностью – 62,5 кВт;
- частотой вращения коленчатого вала - 5300 мин^{-1} ;
- степенью сжатия - 8.

1.3 Выбор исходной конструкции двигателя, описание механизмов и систем

Двигатель данной конструкции был выбран исходя из основных параметров: размеров цилиндропоршневой группы и мощностных показателей.

Проектируемый двигатель: четырехтактный, бензиновый, жидкостного охлаждения, с рядным расположением четырех цилиндров, с усовершенствованной цилиндро-поршневой группой.

Конструкцию двигателя разрабатываем на базе двигателя модели УЗАМ-3313. При этом сохраняем все его основные размеры. Изменения вводим только в конструкцию тех компонентов, которые должны соответствовать повышенным требованиям, связанным с применением высокой степени сжатия.

Сущность модернизации: в цилиндре двигателя размещены два поршня одного диаметра, один из которых посредством шатуна связан с коленчатым валом, а другой выполнен кинематически независимым. Между поршнями образована полость, заполненная маслом, объем которого контролируется посредством клапанов и регулятора давления, обеспечивая тем самым возможность регулирования степени сжатия в двигателе. Управление двигателем осуществляется при помощи электронных средств, определяющих величину степени сжатия. При этом для определения необходимой степени сжатия ее устанавливают ниже расчетной величины самовоспламенения, воспламеняя топливно-воздушную смесь от свечи искрообразования в начале рабочего хода, после прохождения поршнями верхней мертвой точки.

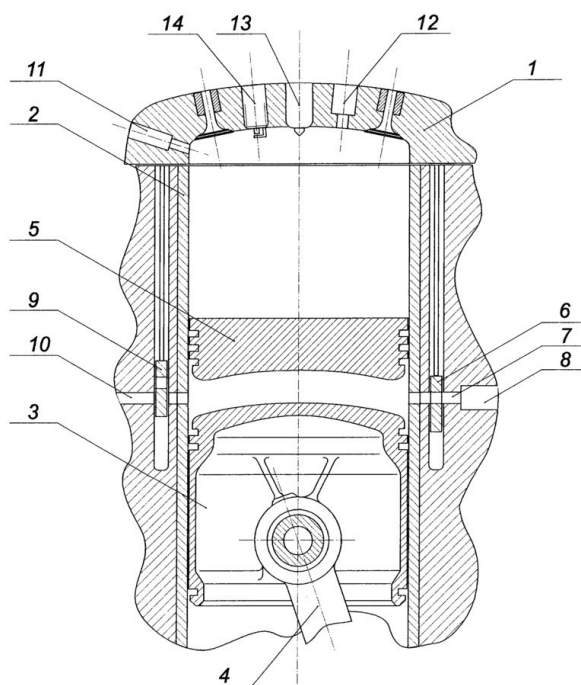


Рисунок 1.2 – схема модернизации цилиндро-поршневой группы двигателя:

1 - головка цилиндра; 2 – цилиндр; 3 - основной поршень; 4 – шатун;
 5 - плавающий поршень; 6 – впускной клапан; 7 – подводящий канал; 8 – место
 установки регулятора давления масла; 9 – выпускной клапан; 10 – отводящий
 канал; 11 – место установки датчика давления; 12 - место установки
 электромагнитного обратного клапана; 13 - место установки свечи зажигания;
 14 – место установки датчика температуры

На такте впуска, около нижней мертвой точки, при открытии впускного клапана 6, через подводящий канал 7 и масляный регулятор давления (место

установки) 8, между поршнями нагнетается масло. При движении поршней вверх, масло, находящееся в замкнутой полости, образованной стенкой цилиндра и поршнями, воздействует своим объемом на плавающий поршень, который изменяет объем камеры внутреннего сгорания. На такте выпуска около нижней мертвой точки при открытии выпускного клапана 9, через отводящий канал 10, часть масла возвращается в систему.

На следующем такте работы двигателя поступившее масло охлаждает поршни и стенку цилиндра. На такте впуска, при движении поршней вниз, между основным и плавающим поршнями образуется разрежение, область пониженного давления P . Из-за разницы давлений, где P_1 - давление над плавающим поршнем, $P_1 - P = F$, возникает движущая сила F , которая перемещает плавающий поршень вниз. На силу F положительно влияет: P_2 - давление от наддува поступающего воздуха и P_3 - давление от поступающего топлива.

На силу F отрицательно влияет трение поршневых колец о стенку цилиндра плавающего поршня. Для увеличения площади соприкосновения с маслом, днище плавающего поршня и головка основного поршня выполнены в форме сферы.

На такте сжатия переменные параметры от датчика давления поступают в электронный блок управления работы двигателя, где обрабатываются и преобразуются в электрический импульс.

Длительность этого импульса влияет на время открытия электромагнитного обратного клапана, через который неиспользованная ТВС по трубопроводу возвращается в топливную систему, поддерживая заданную степень сжатия.

Двигатель работает следующим образом: для увеличения мощности, необходимо увеличить обороты двигателя. Для этого в цилиндр двигателя подается обогащенная ТВС.

Одновременно электронный блок управления работы двигателя, воздействуя на электромагнитный обратный клапан, уменьшает степень сжатия. Управление процессом изменения объема камеры внутреннего сгорания проис-

ходит через масляный регулятор давления. Для увеличения объема камеры внутреннего сгорания масляный регулятор давления уменьшает объем подачи масла между поршнями, ТВС поступает в цилиндр в большем объеме, но степень сжатия остается без изменения.

Воспламенение ТВС от большой степени сжатия в предлагаемом двигателе, происходит строго в верхней мертвой точке (ВМТ). Определение степени сжатия осуществляется в следующей последовательности: в цилиндр двигателя во время запуска от стартера, поступает ТВС одинакового качественного состава, но степень сжатия устанавливается ниже расчетной величины, необходимой для воспламенения данного вида топлива.

После прохождения ВМТ, в начале рабочего хода, чтобы неиспользованная ТВС не поступила в систему выпуска отработанных газов, в головке блока цилиндра устанавливается свеча искрообразования, которая воспламеняет ТВС. При большой степени сжатия скорость распространения пламени сгорания ТВС в цилиндре достигает значительной величины и поэтому на работу двигателя воспламенение ТВС после ВМТ существенно не повлияет.

Для корректировки работы двигателя, при любых климатических условиях и на различных видах применяемого топлива, устанавливаются следующие датчики: температуры и давления, поступающего в цилиндр воздуха и топлива, а также температуры цилиндра и головки цилиндра.

Управляемый процесс работы двигателя заключается в том, что от всех датчиков и регуляторов информация поступает в электронный блок управления двигателя, где обрабатывается и длительностью электрического импульса, поступающего на электромагнитный обратный клапан, поддерживается заданная степень сжатия.

1.4 Потребитель мощности

Легковой автомобиль средней мощности: Москвич 2141.



Рисунок 1.3– Потребитель мощности – автомобиль Москвич 2141

1.5 Анализ патентной документации

Задачей патентного поиска является поиск современных способов решения специфических проблем повышения степени сжатия за счет конструктивных изменений цилиндро-поршневой группы.

Патент RU 2 524 157 C2 от 27.07.2014г.

Двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Классы МПК: F02D15/04; F02D13/02, F02D43/00.

Авторы: Кавасаки Такаси (JP).

Двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием содержит механизм (А) регулирования степени сжатия, выполненный с возможностью изменения степени механического сжатия, и механизм (В) регулирования фаз газораспределения, выполненный с возможностью регулирования момента закрытия впускного клапана 7, в котором задана запрещенная зона для комбинации степени механического сжатия и момента закрытия впускного клапана 7 для запрета попадания рабочей точки в запрещенную зону.

На рис.1.5 на виде в перспективе с пространственным разделением деталей показан механизм А регулирования степени сжатия, который показан на рис.1.4,

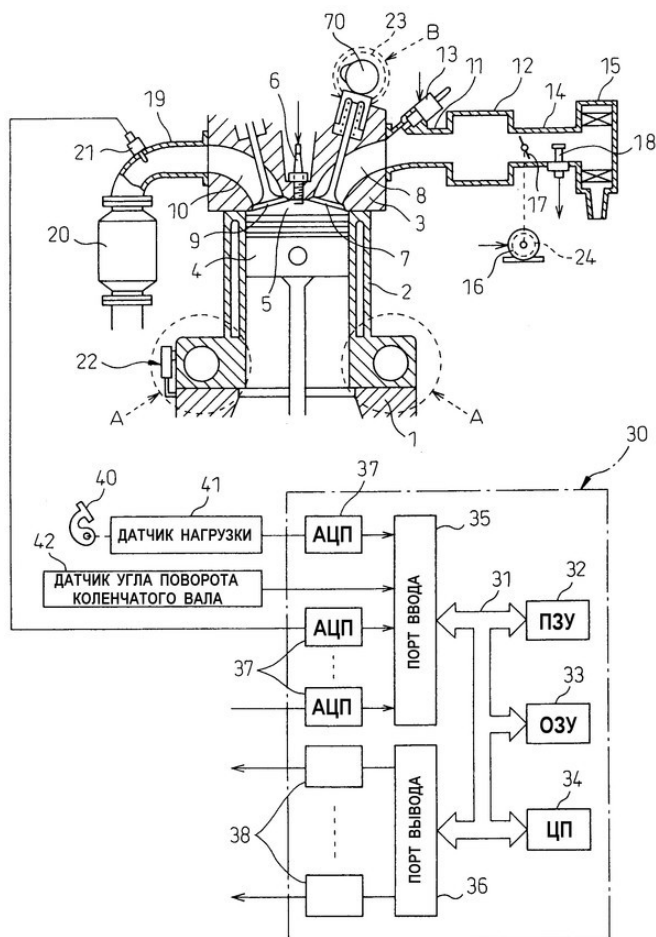


Рисунок 1.4 - общий вид двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием:

- 1 – картер; 2 – блок цилиндров; 3 - головка блока цилиндров; 4 – поршень;
 5 - камера сгорания; 6 - свеча зажигания; 7 - впускной клапан; 8 - впускной канал;
 9 - выпускной клапан; 10 - выпускной канал; 11 - впускной патрубок;
 12 - сглаживающий ресивер; 13 - топливная форсунка; 14 – канал воздухозаборника;
 15 - воздушный фильтр; 16 – приводной механизм; 17 - дроссельная заслонка;
 18 – датчик массового расхода воздуха; 19 - выпускной коллектор;
 20 - каталитический нейтрализатор; 21 - датчик контроля состава топливной смеси;
 22 – датчик относительного положения расстояния между картером и блоком цилиндров; 23 - датчик момента открытия / закрытия клапана; 30 – ЭБУ;
 31 - двунаправленная шина; 32 – ПЗУ; 33 – ОЗУ; 34 – ЦП; 35 – порт ввода; 36 – порт вывода; 37 - аналого-цифровой преобразователь; 38 – схемы возбуждения;
 40 – педаль акселератора; 41 – датчик нагрузки; 42 – датчик угла поворота коленчатого вала; 70 - кулачковый вал для привода впускного клапана

а на рис.1.6 проиллюстрированный двигатель внутреннего сгорания показан на видах сбоку в разрезе.

На рис.1.5, в нижней части двух боковых стенок блока 2 цилиндров сформировано множество выступающих деталей 50, разнесенных друг от друга

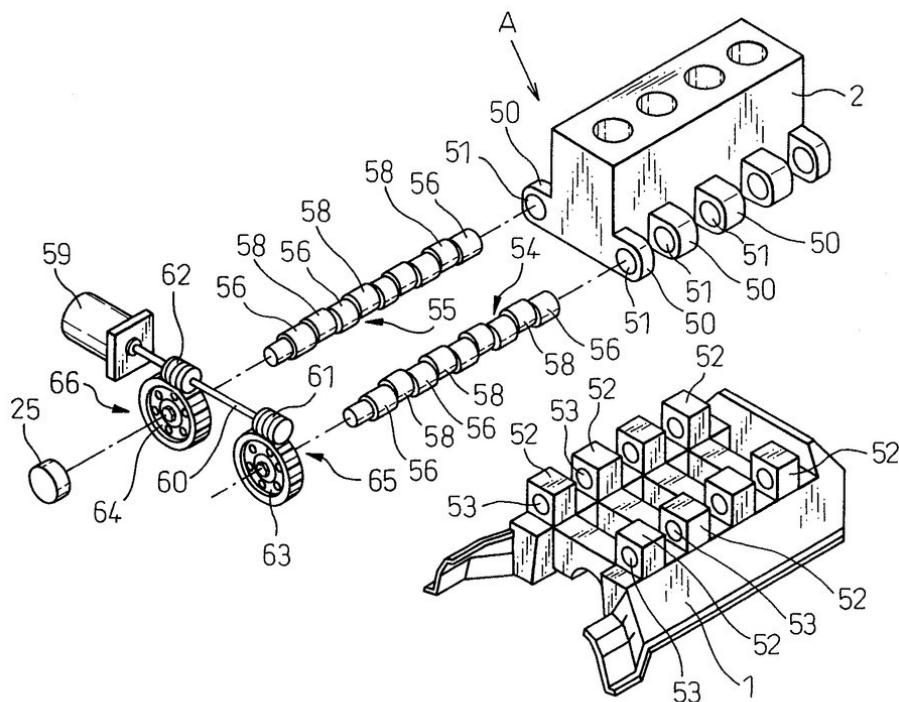


Рисунок 1.5 - вид в перспективе механизма регулирования степени сжатия:
 1 – картер; 2 – блок цилиндров; 25 - датчик угла поворота кулачкового вала;
 50, 52 – выступающая деталь; 51, 53 – отверстия; 54, 55 – кулачковый вал;
 56, 58 – круглые кулачки; 57 – эксцентриковый вал; 59 – приводной двигатель;
 60 – вал; 61, 62 – червяк; 63, 64 – колесо червячное; 65, 66 – передаточный механизм

на определенное расстояние. Каждая выступающая деталь 50 сформирована имеющей круглое отверстие 51 для вставки кулачка. С другой стороны, на верхней поверхности картера 1 двигателя сформировано множество выступающих деталей 52, разнесенных друг от друга на определенное расстояние и вставляющихся между соответствующими выступающими деталями 50. В этих выступающих деталях 52 также выполнены круглые отверстия 53 для вставки кулачков.

Как показано на рис.1.5, предусмотрено наличие двух кулачковых валов 54, 55. Каждый из кулачковых валов 54, 55 имеет закрепленные на нем круглые кулачки 56, выполненные с возможностью вставки в отверстия 53 для вставки кулачков в каждом втором положении с возможностью вращения. Эти круглые кулачки 56 являются соосными с осями вращения кулачковых валов 54, 55. С другой стороны, как показано на рис.1.6, с двух сторон от каждого из круглых

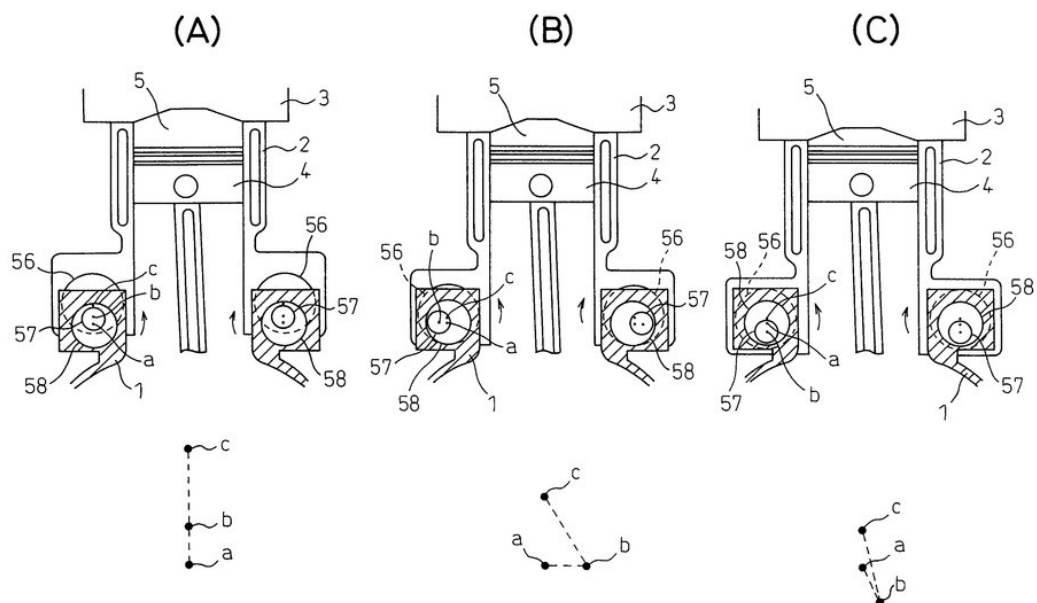


Рисунок 1.6 - двигатель внутреннего сгорания на видах сбоку в разрезе:
 1 – картер; 2 – блок цилиндров; 3 - головка блока цилиндров; 4 – поршень;
 5 - камера сгорания; 56, 58 – круглые кулачки; 57 – эксцентриковый вал

кулачков 58 продолжаются эксцентриковые валы 57, расположенные с эксцентриситетом относительно осей вращения кулачковых валов 54, 55. Каждый эксцентриковый вал 57 имеет другие круглые кулачки 56, прикрепленные к нему с эксцентриситетом с возможностью их вращения. Как показано на рис.1.5, эти круглые кулачки 56 расположены с двух сторон каждого из круглых кулачков 58. Эти круглые кулачки 56 вставлены с возможностью их вращения в соответствующие отверстия 53 для вставки кулачков. Кроме того, как показано на рис.1.5, кулачковый вал 55 имеет прикрепленный к нему датчик 25 угла поворота кулачкового вала, который генерирует выходной сигнал, показывающий угол поворота кулачкового вала 55.

Когда круглые кулачки 58, закрепленные на кулачковых валах 54, 55, поворачиваются в противоположных направлениях, показанных стрелками на рис.1.6(A) из положения, показанного на рис.1.6(A), то эксцентриковые валы 57 движутся в различных друг от друга направлениях, вследствие чего круглые кулачки 56 поворачиваются в направлениях, противоположных направлениям поворота круглых кулачков 58 в отверстиях 51 для вставки кулачков. В результате, как показано на рис.1.6(B), положения эксцентриковых валов 57

изменяются с высоких положений до промежуточных положений. Затем, если круглые кулачки 58 поворачивают далее в направлениях, которые показаны стрелками, как показано на рис.1.6(С), то эксцентрики валов 57 приходят в самые нижние положения.

Следует отметить, что на рис.1.6(А), рис.1.6(В) и рис.1.6(С) показаны взаимные положения центров "а" круглых кулачков 58, центров "b" эксцентриковых валов 5 и центров "с" круглых кулачков 56 в соответствующих состояниях.

Из сравнения рис.1.6(А) и рис.1.6(С) понятно, что относительные положения картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров определяются расстоянием между центрами "а" круглых кулачков 58 и центрами "с" круглых кулачков 56. Чем больше расстояние между центрами "а" круглых кулачков 58 и центрами "с" круглых кулачков 56, то тем дальше отходит блок 2 цилиндров от картера 1 двигателя. То есть, в механизме А регулирования степени сжатия используют кривошипно-рычажный механизм, в котором используют вращающиеся кулачки для изменения относительных положений картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров. Если блок 2 цилиндров отходит от картера 1 двигателя, то объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке такта сжатия, увеличивается, следовательно, объем камеры 5 сгорания может быть изменен путем поворота кулачковых валов 54, 55, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке такта сжатия.

Как показано на рис.1.5, для приведения кулачковых валов 54, 55 во вращение в противоположных направлениях вал приводного двигателя 59 снабжен двумя червячными колесами 61, 62 с противоположными направлениями резьбы. Шестерни 63, 64, входящие в зацепление с этими червячными колесами 61, 62, прикреплены к концам кулачковых валов 54, 55.

Если приводной двигатель 59 приводят в действие в соответствии с выходным сигналом из электронного блока 30 управления, то вращательное усилие приводного двигателя 59 передается через червяки 61, 62 и червячные

колеса 63, 64 на кулачковые валы 54, 55 и, следовательно, червяк 61 и червячное колесо 63, и червяк 62 и червячное колесо 64 образуют передаточные механизмы 65, 66 для передачи вращательного усилия приводного двигателя 59 на соответствующие кулачковые валы 54, 55.

В варианте осуществления изобретения, который показан на рис.1.5, за счет приводного двигателя 59 объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 находится в верхней мертвой точке такта сжатия, сделан изменяемым в широких пределах.

Патент RU 2 250 379 C2 от 20.04.2005г.

Способ изменения степени сжатия двигателя.

Классы МПК: F02B75/04; F02D15/04; F02N17/08.

Авторы: Степанов Г.Ю.(RU), Костецкий В.В.(RU), Руднев В.Г.(RU), Старостин М.М. (RU), Кесов Ю.В. (RU).

Способ изменения степени сжатия двигателя включает изменение объема камеры сгорания, которое обеспечивается посредством смещения коленчатого вала двигателя, а вместе с ним шатуна и поршня в сторону верхней мертвой точки. Смещение коленчатого вала осуществляется за счет поворота эксцентриковой обоймы коренных подшипников коленчатого вала управляющим элементом. При этом согласно изобретению шатун и поршень перемещают в сторону верхней мертвой точки при подготовке двигателя к пуску, а после выхода двигателя на устойчивый режим холостого хода возвращают в исходное положение автоматическим устройством через управляющий элемент.

В соответствии с предлагаемым способом, при модернизации в двигатель с туннельным картером на места опор коренных подшипников коленчатого вала устанавливаются эксцентриковые обоймы 7 коренных подшипников коленчатого вала. При этом эксцентриковые обоймы 7 имеют возможность поворота на незначительный угол при помощи управляющего элемента 8 (шестерни).

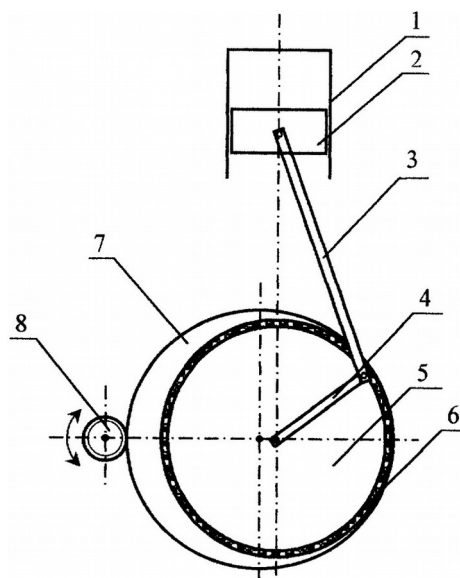


Рисунок 1.7 - схема способа изменения степени сжатия двигателя:
 1 - цилиндр двигателя; 2 - поршень; 3 - шатун; 4 - кривошип; 5 - коленчатый вал;
 6 - коренная шейка коленчатого вала; 7 - эксцентриковая обойма коренных подшипников коленчатого вала; 8 - управляющий элемент (шестерня)

Все остальные элементы двигателя, а именно: цилиндр 1, поршень 2, шатун 3, коленчатый вал 5, коренная шейка 6 коленчатого вала, подшипник коренной шейки коленчатого вала, в соответствии с предложенным способом остаются штатными.

Способ изменения степени сжатия двигателя осуществляется следующим образом. При подготовке двигателя к пуску воздействуют на управляющий элемент 8 (шестерню), осуществляют поворот эксцентриковых обойм 7 коренных подшипников коленчатого вала 5 двигателя. После поворота эксцентриковых обойм 7 коренных подшипников коленчатого вала 5 двигателя коренные шейки 6 коленчатого вала 5 вместе с подшипниками коренных шеек коленчатого вала 5, коленчатым валом 5 двигателя, шатуном 3 и поршнем 2 перемещаются в вертикальном направлении в сторону верхней мертвой точки цилиндров двигателя.

В результате этого увеличивается степень сжатия в цилиндрах двигателя, обеспечивая тем самым эксплуатационную надежность его пуска. После успешного пуска двигателя механик-водитель (или автоматическое устройство, на схеме не показано) через управляющий элемент 8 (шестерню) возвращает

эксцентриковую обойму 7 коренных подшипников коленчатого вала 5 в первоначальное положение, соблюдая тем самым нормальные условия работы двигателя.

Предлагаемый способ изменения степени сжатия двигателя позволит значительно повысить эксплуатационную надежность и работоспособность системы пуска двигателей с пониженной степенью сжатия в условиях низкой температуры окружающего воздуха, а также снизить время подготовки двигателя к принятию нагрузки.

Патент RU 2 387 858 C1 от 27.04.2010г.

Узел изменения степени сжатия объемного двигателя внутреннего сгорания.

Классы МПК: F02D15/04.

Авторы: Захаров Евгений Николаевич (RU), Богачев Юрий Вячеславович (RU).

Описываемый узел (рис. 1.8) содержит ходовой винт 1 со спиральной дорожкой 2 качения, две части 3 и 4 гайки, также со спиральной дорожкой 5 качения, и элементы качения 6, установленные в дорожках 2 и 5. Торцевые поверхности 7 и 8, соответственно, частей 3 и 4 выполнены по спиральной траектории. При этом одна часть спиральной дорожки 5 выполнена на торцевой поверхности 7, а другая часть дорожки 5 - на торцевой поверхности 8. Обходную дорожку 9, соединяющую начало и конец дорожек 2 и 5 качения, выполняют, например, в теле гайки.

Во время сборки элементы качения 6 укладывают вдоль дорожки 2 качения винта 1 и в обходной дорожке 9. Затем с обеих сторон к элементам качения 6 подводят обе части 3 и 4 гайки и стягивают между собой при помощи резьбовых соединений 10, которые могут выполнять и роль направляющих поверхностей, предотвращающих поворот части 3 относительно части 4. При стягивании частей 3 и 4 наклонные поверхности дорожки 5 качения, при выпол-

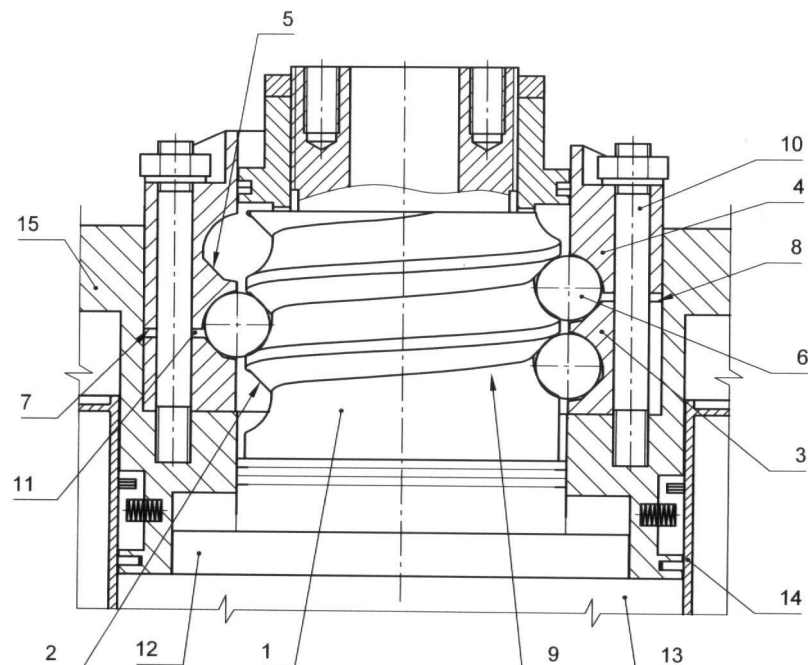


Рисунок 1.8 - головка двигателя с узлом изменения степени сжатия:

1 - ходовой винт; 2, 5 - спиральная дорожка качения; 3, 4 – гайка; 6 - элементы качения; 7, 8 - торцевая поверхность; 9 – обходная дорожка; 10 - резьбовые соединения; 11 – зазор; 12 - регулирующий поршень; 13 - рабочая полость; 14 – цилиндр; 15 – головка двигателя

нении элементов качения 6 в виде шариков, выдавливают их в сторону дорожки 2 качения. Таким образом, создается не только осевой натяг, но и радиальный.

В случае выполнения дорожки 2 также в виде двух наклонных поверхностей реализуется четырехточечный контакт в винтовой передаче. Тогда винт 1 центрируется относительно гайки по поверхностям элементов качения 6, и при этом достаточно всего одного витка дорожки 5 качения для обеспечения устойчивого относительного положения гайки и винта 1. При таком выполнении не требуется установка ни дополнительной гайки, ни дополнительного упорного подшипника в силовой передаче.

Части 3 и 4 гайки могут изготавливаться путем ее разрезания по винтовой криволинейной траектории, вдоль которой и создают зазор 11 после соединения частей 3 и 4.

В описываемом примере выполнения ходовой винт 1 соединен с регулирующим поршнем 12, установленным в рабочей полости 13, например,

цилиндра 14. Обе части 3 и 4 гайки закреплены в корпусе, роль которого выполняет головка 15 двигателя.

Управляющее вращение винта 1 приводит к перемещению регулирующего поршня 12, в результате чего изменяется объем рабочей полости 13 и степень сжатия двигателя.

Так как детали тепловых двигателей работают при гораздо более высоких значениях температур, то использование, например, винтовой передачи скольжения в узле изменения степени сжатия привело бы либо к его заклиниванию при нагреве, либо к повышенным ударным нагрузкам при необходимости соблюдения теплового зазора в сопряжениях узла и значительным потерям на трение.

Так как осевые габариты описываемого узла минимальны вследствие использования всего лишь одного витка винтовой передачи, то габариты двигателя практически не увеличиваются при включении в его конструкцию описываемого узла изменения степени сжатия.

Таким образом, заявленные изобретения позволяют обеспечить минимальные габариты и массу винтовой передачи с элементами качения за счет отказа от использования в одной передаче второй гайки. При этом работа узла обеспечивается при меньшем в два раза количестве элементов качения (в известных передачах узел первой гайки передает нагрузку в одну сторону, а узел второй гайки - в другую). Меньшее количество элементов позволяет значительно снизить потери на трение в передаче, повысить ее надежность и ресурс.

Таким образом, основными направлениями в конструктивном изменении степени сжатия двигателя являются:

- взаимное перемещение блока цилиндров и картера двигателя;
- перемещение коленчатого вала;
- введение дополнительного узла изменения степени сжатия двигателя.

В ВКР принят метод изменения конструкции поршня двигателя.

1.6 Исходные данные для расчета

- частота вращения коленчатого вала $n = 5300 \text{ мин}^{-1}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 8$;
- количество цилиндров (расположение) $i = 4$ (рядное);
- количество тактов $\tau = 4$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,95$;

Элементарный состав жидкого топлива:

- топливо – бензин;
- углерод $C = 0,855$;
- водород $H = 0,145$;
- $m_T = 115 \text{ кг/кмоль}$;
- давление окружающей среды $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$;
- температура окружающей среды $T_0 = 293 \text{ К}$;
- мощность двигателя $N_e = 62,5 \text{ кВт}$.

1.7 Тепловой расчет двигателя

1.7.1 Параметры рабочего тела

Исходя из элементарного состава топлива, можно теоретически определить необходимое количество воздуха для полного сгорания топлива, из расчета киломолей воздуха на килограмм топлива (L_o) или килограмм воздуха на килограмм топлива (l_o):

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left[\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right], \quad (1.1)$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left[\frac{8}{3} g_C + 8 g_H - g_O \right], \quad (1.2)$$

где g_C , g_H и g_O – количество углерода, водорода и кислорода в единице топлива (1кг или 1моль); принимается в соответствии с элементарным составом топлива.

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left[\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} - \frac{0}{32} \right] = 0,517 \frac{\text{кмоль.возд.}}{\text{кг.топл.}} ;$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left[\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 - 0 \right] = 14,957 \frac{\text{кг.возд.}}{\text{кг.топл.}} .$$

Количество свежей смеси:

$$M_1 = \alpha L_o + 1/m_T , \quad (1.3)$$

где α - коэффициент избытка воздуха. Рассчитываем по формуле профессора Салмина В.В. для впрысковых двигателей:

$$\alpha = 1,52 - \frac{750}{n_e} , \quad (1.4)$$

$$\alpha = 1,52 - \frac{750}{5300} = 0,95 ;$$

$$M_1 = 0,95 \cdot 0,516 + \frac{1}{115} = 0,498 \frac{\text{кмоль.}}{\text{кг.}} .$$

Состав и количество продуктов сгорания

Количественное содержание отдельных компонентов продуктов сгорания зависит от состава горючей смеси и коэффициента избытка воздуха α .

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o ; (1.5)$$

$$M_{CO_2} = \frac{0,855}{12} + 2 \frac{1-0,95}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0632 \frac{\text{кмоль } CO_2}{\text{кг топл.}} .$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o ; (1.6)$$

$$M_{H_2O} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,95}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0673 \frac{\text{кмоль } H_2O}{\text{кг топл.}} .$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_o \frac{\text{кмоль } N_2}{\text{кг топл.}} ; \quad (1.7)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot 0,95 \cdot 0,516 = 0,3919 \frac{\text{кмоль } N_2}{\text{кг топл.}} .$$

Суммарное количество продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{H_2} + M_{CO} ; \quad (1.8)$$

$$M_2 = 0,0632 + 0,0056 + 0,0673 + 0,0022 + 0,3919 = 0,53 \frac{\text{кмоль пр. сг.}}{\text{кг топл.}} .$$

1.7.2 Расчет параметров такта «впуска» и «выпуска»

Давление и температура окружающей среды $p_0 = 0,1$ МПа и $T_0 = 293$ К.

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_K = \frac{p_K \cdot 10^6}{RT_K}, \quad (1.9)$$

где $R = 287$ Дж/(кг·К) – удельная газовая постоянная для воздуха, Дж/кг К.

$$\rho_K = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Температура подогрева свежего заряда.

Определяем по формуле:

$$\Delta T = 20,8 - 0,0025 \cdot n_e, K; \quad (1.10)$$

$$\Delta T = 20,8 - 0,0025 \cdot 5300 = 7,55 K;$$

При учете качественной обработки внутренних поверхностей впускных систем ΔP_a на всех скоростных режимах двигателей рассчитывается по формуле:

$$\Delta P_a = \xi_B \rho_K \omega_K^2 10^{-6} / 2, \text{МПа} \quad (1.11)$$

где ξ_B – коэффициент гидравлических сопротивлений впускного тракта.

Определяем по формуле профессора Салмина В.В.

$$\xi_{\text{ВП}} = 4,04 - 0,00016 \cdot n_e. \quad (1.12)$$

ω_B – средняя линейная скорость движения воздуха во впускном тракте двигателя, м/с. Определяем по формуле:

$$\omega_B \approx 44,8 \cdot \sqrt{T_K \cdot (1 - \beta^{0,286})}, \quad (1.13)$$

где β – коэффициент, учитывающий перепад давления, который возникает во впускном тракте двигателя, в ходе такта впуска. Определяем по формуле профессора Салмина В.В.

$$\beta = 0,9956 - 46 \cdot 10^{-7} \cdot n_e - 77 \cdot 10^{-11} \cdot n_e^2. \quad (1.14)$$

Потери давления на впуске двигателя:

$$\beta = 0,9956 - 46 \cdot 10^{-7} \cdot 5300 - 77 \cdot 10^{-11} \cdot n_e = 0,97;$$

$$\omega_{en} = 44,8 \cdot \sqrt{293 \cdot (1 - 0,97^{0,286})} = 72,7 \text{ м/с}.$$

$$(\beta^2 + \epsilon_{en}) = 4,04 - 0,00016 \cdot 5300 = 3,192;$$

$$\Delta p_a = \frac{3,192 \cdot 72,7^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,01 \text{ МПа}.$$

Давление в конце впуска:

$$P_a = P_K - \Delta P_a, \text{ МПа} \quad (1.15)$$

$$p_a = 0,1 - 0,01 = 0,09 \text{ МПа}.$$

$$T_r = 883 + 0,022 \cdot n_e, K, \quad (1.16)$$

$$T_r = 883 + 0,022 \cdot 5300 = 999,6 K.$$

Давление остаточных газов P_r за счет расширения фаз газораспределения и снижения сопротивлений при конструктивном оформлении выпускных трактов рассчитываемых двигателей можно принять:

$$p_r = p_a \cdot \left(1 + \frac{\Delta T}{T_0} \cdot (\epsilon - 1) \right), \text{ МПа}; \quad (1.17)$$

$$p_r \approx 0,09 \left(1 + \frac{7,55}{293} \cdot (8 - 1) \right) = 0,106 \text{ МПа}.$$

Определение температуры заряда в конце такта впуска:

$$T_a = \frac{(T_K + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r)}{1 + \gamma_r}; \quad (1.18)$$

$$T_a = \frac{(293 + 7,55 + 0,066 \cdot 999,6)}{1 + 0,066} = 343 K.$$

Определение коэффициента наполнения

$$\eta_v = \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{\epsilon \cdot P_a - P_r}{P_0}; \quad (1.19)$$

$$\eta_v = \frac{1}{8 - 1} \cdot \frac{293}{293 + 7,55} \cdot \frac{8 \cdot 0,09 - 0,106}{0,1} = 0,83.$$

Определение коэффициента остаточных газов определяем по формуле:

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\epsilon \cdot P_a - P_r}, \quad (1.20)$$

$$\gamma_r = 1 - \frac{14,957 \cdot 0,95}{14,957 \cdot 0,95 + 1} = 0,066.$$

1.7.3 Расчет параметров такта сжатия и процесса сгорания свежего заряда

Определяем показатель политропы сжатия n_1 по формуле, полученной профессором Салминым В.В.

$$n_1 = 1,40 - \frac{100}{n_e}. \quad (1.21)$$

$$n_1 = 1,4 - \frac{100}{5300} = 1,382.$$

Определяем параметры рабочего тела в конце процесса сжатия:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}; \quad (1.22)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}, \text{ К} \quad (1.23)$$

$$p_c = 0,09 \cdot 8^{1,382} = 1,59 \text{ МПа};$$

$$T_c = 343 \cdot 8^{1,382-1} = 759 \text{ К}.$$

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

– воздуха:

$$(mc_v) = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot (T_c - 273); \quad (1.24)$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot (759 - 273) = 21,88 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

-остаточных газов (определяется методом интерполяции), при $t_c = 486$ и $\alpha = 0,95$.

и и

-рабочей смеси

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = \left[\frac{1}{(1 + \gamma_r)} \right] \cdot i$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = \left[\frac{1}{(1 + 0,066)} \right] \cdot [21,88 + 0,066 \cdot 23,972] = 21,81 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

Определение действительного значения коэффициента молярного изменения рабочей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}; \quad (1.26)$$

$$\mu_0 = \frac{0,53}{0,498} = 1,064.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси в двигателях:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}; (1.27)$$

$$\mu = \frac{1,064 + 0,066}{1 + 0,066} = 1,06.$$

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{[M_1 \cdot (1 + \gamma_r)]}; (1.28)$$

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{43930}{[0,53 \cdot (1 + 0,066)]} = 78446 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{раб.см.}}.$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания:

$\zeta \zeta;$

$\zeta \zeta$

$$+ 0,0022 \cdot (19,678 + 0,001758 \cdot t_z) + 0,3919 \cdot (21,951 + 0,001457 \cdot t_z) = 24,487 + 0,002 t_z;$$

Уравнение сгорания:

$$\zeta \cdot H_{\text{раб.см.}} + (m c_{V1}) \cdot t_c = \mu \cdot (mc) \cdot t_z, (1.29)$$

где

$$\zeta = 0,9 - 2 \cdot 10^{-5} \cdot n_e, (1.30)$$

$$\zeta = 0,9 - 2 \cdot 10^{-5} \cdot 5300 = 0,794;$$

$$0,794 \cdot 78446 + 21,81 \cdot 486 = 1,06 \cdot (24,487 + 0,002 t_z) t_z;$$

$$0,0021 \cdot t_z^2 + 25,95 \cdot t_z - 72885 = 0.$$

Температура в конце видимого процесса сгорания в градусах Кельвина:

$$t_z = \frac{-25,95 + \sqrt{25,95^2 + 4 \cdot 0,0021 \cdot 72885}}{2 \cdot 0,0021} = 2357 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$T_z = t_z + 273; (1.31)$$

$$T_z = 2357 + 273 = 2630 \text{ } ^\circ\text{K}.$$

Максимальное давление сгорания:

$$p_z = \mu \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c}, (1.32)$$

$$p_z = 1,59 \cdot 1,06 \cdot \frac{2630}{759} = 5,84 \text{ МПа}.$$

Степень повышения давления:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}; (1.33)$$

$$\lambda = \frac{5,84}{1,59} = 3,67.$$

Степень предварительного расширения принимаем $\rho = 1$.

1.7.4 Процесс расширения (такт «рабочий ход»)

Показатель политропы расширения, определяем по формуле, полученной профессором Салминым В.В.:

$$n_2 = 1,23 + \frac{100}{n_e}; (1.34)$$

$$n_2 = 1,23 + \frac{100}{5300} = 1,24.$$

Определение параметров рабочего тела в конце расширения:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}; (1.35)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К}. (1.36)$$

$$p_b = \frac{5,84}{8^{1,24}} = 0,44 \text{ МПа};$$

$$T_b = \frac{2630}{8^{1,24-1}} = 1603 \text{ К}.$$

Проверка правильности выбора параметров остаточных газов.

Проверка правильности выбора значения давления p_r и температуры остаточных газов производится по формуле:

$$T_r^* = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}, (1.37)$$

$$T_r = \frac{1603}{\sqrt[3]{\frac{0,44}{0,106}}} = 1001 \text{ K}$$

Отклонение от ранее принятого значения определяем по формуле:

$$\Delta = \frac{T_r - T_r^*}{T_r} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (1.38)$$

$$\Delta = 100 \cdot \frac{(1001 - 999)}{999} = 0,2\%.$$

что укладывается в допустимые 5%.

1.7.5 Определение основных показателей, характеризующих работу реального двигателя

Определим среднее индикаторное давление по формуле:

$$p_{i1} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (1.39)$$

$$p_{i1} = \frac{1,59}{8 - 1} \left[\frac{3,67}{1,24 - 1} \left(1 - \frac{1}{8^{0,24}} \right) - \frac{1}{1,382 - 1} \left(1 - \frac{1}{8^{0,382}} \right) \right] = 1,02 \text{ МПа}.$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла:

$$p_i = \varphi_m \cdot p_{i1}, \quad (1.40)$$

где $\varphi_m = 0,96$ – коэффициент полноты диаграммы для двигателя без наддува,
 $p_i = 0,96 \cdot 1,02 = 0,97 \text{ МПа}.$

Индикаторный КПД характеризует степень использования теплоты топлива для получения полезной работы в действительном цикле, то есть индикаторный КПД учитывает все тепловые потери действительного цикла и определяется по формуле:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_K \cdot \eta_v}; \quad (1.41)$$

$$\eta_i = \frac{0,97 \cdot 14,957 \cdot 0,95}{43,93 \cdot 1,189 \cdot 0,83} = 0,317.$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}; \quad (1.42)$$

$$g_i = \frac{3600}{43,93 \cdot 0,317} = 258 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Эффективные показатели характеризуют работу двигателя и отличаются от индикаторных показателей на величину механических потерь. К механическим потерям относятся все потери на преодоление различных сопротивлений, таких как трение, привод вспомогательных механизмов, газообмен, привод компрессора. Давление механических потерь – это условное давление, равное отношению работы механических потерь к рабочему объёму цилиндра двигателя.

Величину давления механических потерь p_m в МПа оценивают по средней скорости поршня по формуле 1.55 [6]:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \cdot V_{n.cp}; (1.43)$$

где

$$V_{n.cp} = \frac{S \cdot n_e}{10^4 \cdot 3}, \text{ м/с}; (1.44)$$

$$V_{n.cp} = \frac{75 \cdot 5300}{10^4 \cdot 3} = 14,1 \text{ м/с};$$

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \cdot 14,1 = 0,19 \text{ МПа}.$$

Среднее эффективное давление и механический КПД:

$$p_e = p_i - p_m; (1.45)$$

$$p_e = 0,97 - 0,19 = 0,78 \text{ МПа};$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}; (1.46)$$

$$\eta_m = \frac{0,78}{0,97} = 0,8.$$

Эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива, характеризующие использование теплоты и топливную экономичность ДВС с учётом механических потерь:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m; (1.47)$$

$$\eta_e = 0,317 \cdot 0,8 = 0,25;$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}; (1.48)$$

$$g_e = \frac{3600}{43,93 \cdot 0,25} = 327 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

1.7.6 Определение основных параметров двигателя

Литраж двигателя:

$$V_L = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot n_e}, \text{ л} \quad (1.49)$$

где τ - тактность двигателя, $\tau = 4$.

$$V_L = \frac{120 \cdot 62,5}{0,78 \cdot 5300} = 1,81 \text{ л.}$$

Рабочий объем цилиндра:

$$V_h = \frac{V_L}{i}, \text{ л} \quad (1.50)$$
$$V_h = \frac{1,81}{4} = 0,45 \text{ л.}$$

Рассчитав рабочий объем цилиндра двигателя, определим ориентировочный диаметр цилиндра двигателя по формуле [1, с.41, ф.101]:

$$D = 0,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot k}}, \text{ м}, \quad (1.51)$$

где $k = S/D$ - коэффициент, принимаемый по параметрам двигателя прототипа.

Определим по эмпирической зависимости, полученной профессором Салминым В.В.:

$$k = 11,348 \cdot n_e^{-0,3035} \quad (1.52)$$
$$k = 11,348 \cdot 5300^{-0,3035} = 0,85.$$

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,45}{3,14 \cdot 0,85}} = 87 \text{ мм.}$$

После определения ориентировочного диаметра поршня с целью унификации деталей двигателей диаметр цилиндра округляется с учетом существующих значений подобного рода двигателя выпускаемых в нашей стране до ближайшего размера из стандартного ряда диаметров ГОСТ 6636-69, приведенный в таблице [1, с.42, т.1.3]. Окончательно принимаем $D = 85$ мм.

Найдем уточнение хода поршня по формуле [1, с.42, ф.1.102]:

$$S = k \cdot D; \quad (1.53)$$

$$S=0,85 \cdot 87=75 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем из стандартного ряда диаметров цилиндров:

– диаметр цилиндра $D=85 \text{ мм}$;

– ход поршня $S=75 \text{ мм}$.

Литраж двигателя:

$$V_{\text{л}} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}, \text{ л.} \quad (1.54)$$

где i - количество цилиндров двигателя. $i=4$.

$$V_{\text{л}} = \frac{3,14 \cdot 85^2 \cdot 75 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 1,78 \text{ л.}$$

Площадь поршня:

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4}, \text{ см}^2 \quad (1.55)$$

$$F_{\text{п}} = \frac{3,14 \cdot 85^2}{4} = 59,44 \text{ см}^2.$$

Объем камеры сгорания в литрах определяется:

$$V_{\text{с}} = \frac{V_{\text{н}}}{\varepsilon - 1}, \text{ л.} \quad (1.56)$$

$$V_{\text{с}} = \frac{0,445}{8 - 1} = 0,064 \text{ л.}$$

Полный объем цилиндра в литрах будет равен:

$$V_{\text{а}} = V_{\text{н}} + V_{\text{с}}, \text{ л.} \quad (1.57)$$

$$V_{\text{а}} = 0,445 + 0,064 = 0,509 \text{ л.}$$

Радиус кривошипа r и длина шатуна l двигателя определяются по формулам:

$$r = \frac{S}{2}; \quad l = \frac{r}{\lambda}, \quad (1.58)$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Определяем по эмпирической зависимости полученной профессором Салминым В.В.:

$$\lambda = 0,1925 + 0,000015 \cdot n_e, \quad (1.59)$$

$$\lambda = 0,1925 + 0,000015 \cdot 5300 = 0,272 \approx 0,28.$$

$$r = \frac{75}{2} = 37,5 \text{ мм}; \quad l = \frac{37,5}{0,28} = 134 \text{ мм}.$$

Средняя скорость поршня:

$$v_{п.ср} = \frac{Sn}{3 \cdot 10^4}, \text{ м/с} \quad (1.60)$$

$$V_{н.ср} = \frac{75 \cdot 5300}{3 \cdot 10^4} = 13,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Эффективная мощность:

$$N_e = \frac{p_e V_L n}{30\tau}, \text{ кВт} \quad (1.61)$$

$$N_e = \frac{0,78 \cdot 1,78 \cdot 5300}{30 \cdot 4} = 61,3 \text{ кВт}.$$

Эффективный момент:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.62)$$

$$M_e = 9550 \frac{61,3}{5300} = 110,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Часовой расход топлива:

где $g_e = 327$

$$G_T = N_e \frac{g_e}{1000}, \text{ кг/ч} \quad (1.63)$$

$$G_t = 61,3 \cdot \frac{327}{1000} = 20,04 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Литровая мощность двигателя:

$$N_L = \frac{N_e}{V_L}, \text{ кВт/дм}^3 \quad (1.64)$$

$$N_L = \frac{61,3}{1,78} = 34,4 \frac{\text{кВт}}{\text{дм}^3}.$$

1.7.7 Расчет теоретического цикла ДВС

Давление в начале впуска: $p_1 = p_a = 0,09 \text{ МПа}$.

Температура в начале впуска: $T_1 = T_a = 343 \text{ К}$.

Степень сжатия: $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = 8$.

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2} = 3,67$$

Степень повышения давления:

$$\rho = \frac{V_4}{V_3} = 1,02.$$

Расчет точки 1.

Неизвестные параметры первой точки теоретического цикла ДВС определяем из уравнения Клайперона:

$$P_1 \cdot V_1 = R_B \cdot T_1,$$

где R_B — удельная газовая постоянная воздуха, которая равна 287 Дж/(кг · К).

$$V_1 = \frac{R_B \cdot T_1}{P_1}. \quad (1.65)$$

$$V_1 = \frac{287 \cdot 343}{0,09} = 1,09 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Расчет точки 2.

Так как процесс 1 – 2 является адиабатным, то параметры состояния в точке 2 могут быть определены по формулам:

$$V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon}. \quad (1.66)$$

$$V_2 = \frac{1,09}{8} = 0,13 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = P_1 \cdot \varepsilon^k. \quad (1.67)$$

$$P_2 = 0,09 \cdot 8^{1,4} = 1,65 \text{ МПа};$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}. \quad (1.68)$$

$$T_2 = 343 \cdot 8^{0,4} = 788 \text{ К};$$

Расчет точки 3.

Процесс 2 – 3 является изохорным. Для изохорного процесса параметры состояния будут определяться по формулам:

$$P_3 = P_2 \cdot \lambda. \quad (1.69)$$

$$P_3 = 1,65 \cdot 3,67 = 6,05 \text{ МПа};$$

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda. \quad (1.70)$$

$$T_3 = 788 \cdot 3,67 = 2891 \text{ K};$$

Так как в точке 3 принимаем $V_3 = V_2$, то
 $V_3 = 0,13 \text{ л.}$

Теплота, подводимая в процессе 2 – 3, будет равна:

$$q'_1 = C_v \cdot (T_3 - T_2), \text{ кДж/кг}, \quad (1.71)$$

где C_v – массовая изохорная теплоемкость воздуха, $C_v = 0,72 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$.

$$q'_1 = 0,72 \cdot (2891 - 788) = 2103 \text{ кДж/кг}.$$

Расчет точки 4.

Процесс 3 – 4 является изобарным, в нем параметры состояния в точке 4 будут определяться по формулам:

$$P_4 = P_3,$$

$$P_4 = 6,05 \text{ МПа.}$$

$$T_4 = T_3 \cdot \rho. \quad (1.72)$$

$$T_4 = 2891 \cdot 1,02 = 2948 \text{ K};$$

$$V_4 = V_3 \cdot \rho. \quad (1.73)$$

$$V_4 = 0,13 \cdot 1,02 = 0,1326 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Количество подведенной теплоты в изобарном процессе определяется:

$$q''_1 = C_p \cdot (T_4 - T_3), \text{ кДж/кг}, \quad (1.74)$$

где C_p – массовая изобарная теплоемкость воздуха, $C_p = 1,01 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$.

$$q''_1 = 1,01 \cdot (2948 - 2891) = 57,57 \text{ кДж/кг}.$$

Расчет точки 5.

Расчет параметров состояния для адиабатного расширения (процесс 4 – 5) производится по формулам:

$$V_5 = V_4.$$

$$V_5 = 1,09 \text{ л.}$$

$$P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k. \quad (1.75)$$

$$P_5 = 6,05 \cdot \left(\frac{0,132}{1,09} \right)^{1,4} = 0,31 \text{ МПа};$$

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1}. \quad (1.76)$$

$$T_5 = 2948 \cdot \left(\frac{0,132}{1,09} \right)^{0,4} = 1267 \text{ K};$$

Расчет количества подведенной теплоты:

$$q_1 = q_1' + q_1''. \quad (1.77)$$

$$q_1 = 2103 + 57,57 = 2160;$$

Расчет количества отведенной теплоты:

$$q_2 = C_v \cdot (T_1 - T_5). \quad (1.78)$$

$$q_2 = 0,72 \cdot (343 - 1267) = -665,2;$$

Определим значение работы цикла по формуле:

$$L_n = q_1 - |q_2|, \text{ кДж/кг}, \quad (1.79)$$

$$L_h = 2160 - 665,2 = 1494,8 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K}.$$

Термический к.п.д. цикла ДВС со смешанным подводом тепла (цикл Тринклера) может быть определен по формуле, которая является расчетной для сравнительного определения теоретического и действительного цикла ДВС:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \quad (1.80)$$

где k - показатель адиабаты для воздуха как идеального 2-х атомного газа, $k = 1,4$.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{8^{0,4}} = 0,57;$$

Величина относительного КПД η_0 :

$$\eta_0 = \frac{\eta_i}{\eta_t}. \quad (1.81)$$

$$\eta_0 = \frac{0,317}{0,57} = 0,556.$$

С целью проверки правильности расчетов теоретического цикла ДВС определим суммарные изменения энтропии ΔS для всех пяти процессов:

$$S_1 = 0,1 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K};$$

$$T_1 = 343 \text{ K}.$$

- процесс 1 – 2 является адиабатным:

$$\Delta S_{1-2} = 0;$$

- процесс 2 – 3 является изохорным:

$$\Delta S_{2-3} = C_v \cdot \ln \cdot \frac{T_3}{T_2}, \text{ кДж/К}; \quad (1.82)$$

$$\Delta S_{2-3} = 0,72 \cdot \ln \frac{2891}{788} = 0,93;$$

- процесс 3 – 4 является изобарным:

$$\Delta S_{3-4} = C_p \cdot \ln \cdot \frac{T_4}{T_3}; \quad (1.83)$$

$$\Delta S_{3-4} = 1,01 \cdot \ln \frac{2948}{2891} = 0,019;$$

- процесс 4 – 5 является адиабатным:

$$\Delta S_{4-5} = 0;$$

- процесс 5 – 1 является изохорным:

$$\Delta S_{5-1} = C_v \cdot \ln \cdot \frac{T_1}{T_5}, \text{ кДж/К}; \quad (1.84)$$

$$\Delta S_{5-1} = 0,72 \cdot \ln \frac{343}{1267} = -0,94.$$

Проверяем выполнение принципа существования энтропии:

$$\sum_1^n \Delta S = S_{i-(i+1)} + S_{(i+1)-(i+2)} + \dots + S_{(n-1)-n}; \quad (1.85)$$

Эта зависимость является проверочной позволяющей оценить точность расчета параметров теоретического цикла ДВС. Эта величина при расчете должна иметь разность 0,001...0,0001, что в процентах составляет величину численно равную 0,1-0,01%.

$$\sum_1^5 \Delta S = S_{1-2} + S_{2-3} + S_{3-4} + S_{4-5} + S_{5-1} = 0;$$

$$\sum \Delta S_i = 0 + 0,93 + 0,019 + 0 - 0,94 = 0,001 - \text{значение допустимое}.$$

Принцип существования энтропии выполняется, следовательно, теоретический цикл ДВС рассчитан правильно.

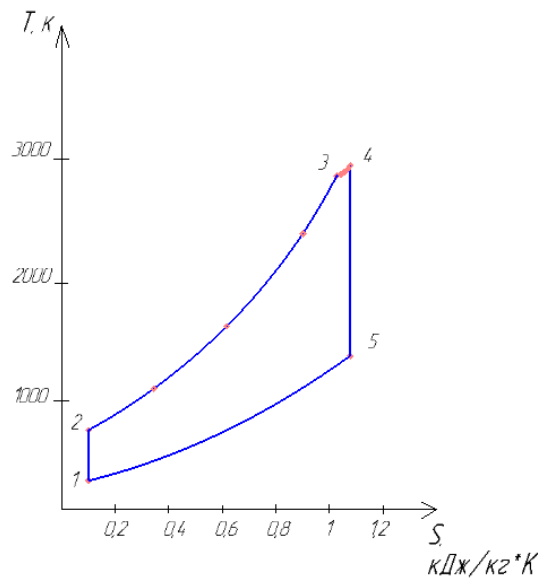


Рисунок 1.9 – Т-S-диаграмма двигателя

1.8 Построение индикаторной диаграммы двигателя

Построение линии сжатия ас и расширения zb:

$$P_X \cdot V_X^{n_1} = P_C \cdot V_C^{n_1} - \text{линия сжатия}; \quad (1.86)$$

$$P_X \cdot V_X^{n_2} = P_Z \cdot V_Z^{n_2} - \text{линия расширения}; \quad (1.87)$$

При $n_1 = 1,382$;

$$P_x = P_c \cdot \left(\frac{V_c}{V_x \cdot V_c} \right)^{n_1}; \quad (1.88)$$

$$\text{при } V_x = 2; P_{x1} = 1,59 \cdot \left(\frac{0,13}{2 \cdot 0,13} \right)^{1,382} = 0,61 \text{ МПа};$$

$$\text{при } V_x = 4; P_{x2} = 0,25 \text{ МПа};$$

$$\text{при } V_x = 5; P_{x3} = 0,14 \text{ МПа};$$

$$\text{при } V_x = 7; P_{x4} = 0,13 \text{ МПа};$$

$$\text{при } V_x = 8; P_{x5} = 0,1 \text{ МПа}.$$

При $n_2 = 1,24$;

$$P_x = P_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_x \cdot V_z} \right)^{n_2}; \quad (1.89)$$

$$\text{при } V_x = 2; P_{x1} = 5,84 \cdot \left(\frac{0,132}{2 \cdot 0,132} \right)^{1,24} = 2,47 \text{ МПа};$$

при $V_x=8; P_{x6}=0,35 \text{ МПа}$.

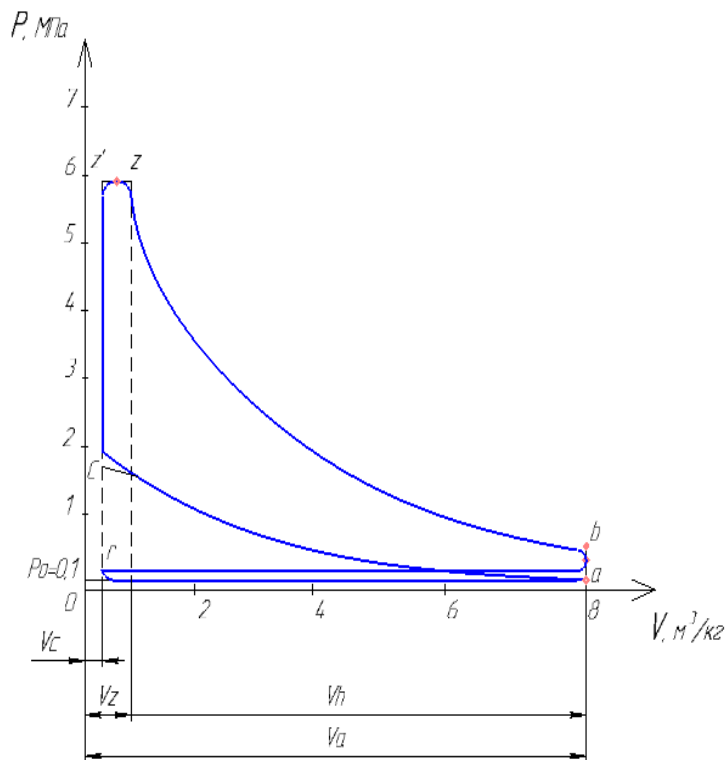


Рисунок 1.10 – Индикаторная диаграмма двигателя

1.9 Тепловой баланс двигателя

Для дальнейшего расчета и проектирования ряда систем двигателя и в частности системы смазки, системы охлаждения, системы питания и пр. требуется провести расчет теплового баланса ДВС.

Распределение тепла Q_0 , выделяемого при сгорании топлива в двигателе, происходит на следующие составляющие:

$$Q_0 = Q_e + Q_\Gamma + Q_{oxl} + Q_{h.c.} + Q_{ocm} + Q_M, \quad (1.90)$$

где Q_0 - тепло, выделяемое при сгорании топлива в двигателе, которое рассчитывается по формуле [2, с.125, ф.5.1]:

$$Q_0 = \frac{H_u G_T}{3,6}, \text{ кДж/с.} \quad (1.91)$$

$$Q_0 = \frac{43930 \cdot 20,04}{3,6} = 244,543 \text{ кДж/с.}$$

Q_e - тепло, превращенное в эффективную мощность.

$$Q_e = \text{кДж/с.} \quad (1.92)$$

$$Q_e = 62,5 \text{ кДж/с.}$$

Q_T - тепло, теряемое двигателем с отработавшими газами. Определяется по формуле [1, с.39, ф.1.102]:

$$Q_T = \left(\frac{G_T}{3,6} \right) \cdot \left[M_2 \left((m c_v)_{t_0}^{t_r} + 8,315 \right) t_r - M_1 \left((m c_v)_{t_0}^{t_k} + 8,315 \right) t_0 \right]; \quad (1.93)$$

$$\text{где } (m c_v)_{t_0}^{t_r} = 26,056.$$

Отсюда

$$(m c_v)_{t_0}^{t_r} = 8,315 + 23,628 = 34,37 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град};$$

$$\text{где } (m c_p)_{t_0}^{t_k} = (m c_v)_{t_0}^{t_k} + 8,315,$$

$$\text{где } (m c_v)_{t_0}^{t_k} = 20,951.$$

Отсюда

$$(m c_p)_{t_0}^{t_k} = 20,951 + 8,315 = 29,09 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}.$$

$$Q_T = \frac{20,04}{3,6} [0,53 \cdot 34,37 \cdot 728 - 0,498 \cdot 29,09 \cdot 20] = 72,120 \text{ кДж/с}.$$

$Q_{н.с.}$ - теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta H_u G_T}{3600} = \frac{G_T}{3600} (64500 \cdot (1 - \alpha)), \text{ кДж/с.} \quad (1.94)$$

$$Q_{н.с.} = 0 \text{ кДж/с.}$$

$Q_{ост}$ - неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ост} = (0,05 \dots 0,07) Q_0, \text{ кДж/с.} \quad (1.95)$$

$$Q_{ост} = 0,06 \cdot 244,543 = 14,67 \text{ кДж/с}.$$

Q_M - тепло, отводимое моторным маслом от трущихся деталей, определяется по формуле:

$$Q_M = (0,03 \dots 0,05) Q_0, \text{ кДж/с.} \quad (1.96)$$

$$Q_M = 0,04 \cdot 244,513 = 13,03 \text{ кДж/с.}$$

$Q_{охл}$ - теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_{охл} = Q_0 - (Q_e + Q_\Gamma + Q_H + Q_{ост} + Q_M), \text{ кДж/с.}, \quad (1.97)$$

$$Q_{охл} = 244,543 - (62,5 + 72,12 + 14,67 + 9,78) = 85,473 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}.$$

Для удобства анализа, все составляющие теплового баланса выражаем в процентах, величина этих составляющих в % рассчитывается по формулам:

$$g_O = 100\%; g_{ост} = \frac{Q_{ост}}{Q_0} \cdot 100\%; g_\Gamma = \frac{Q_\Gamma}{Q_0} \cdot 100\%; g_{охл} = \frac{Q_{охл}}{Q_0} \cdot 100\%; g_M = \frac{Q_M}{Q_0} \cdot 100\%;$$

$$g_e = \frac{62,5}{244,54} \cdot 100\% = 25\%;$$

$$g_\Gamma = \frac{72,120}{244,54} \cdot 100\% = 29\%;$$

$$g_{охл} = \frac{85,473}{244,54} \cdot 100\% = 34\%.$$

1.10 Построение внешней скоростной характеристики

На основании теплового расчета, проведенного для режима нормальной мощности, получены следующие параметры:

$$N_{ен} = 62,5 \text{ кВт};$$

$$g_{ен} = 327 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч};$$

$$G_{тн} = 20,04 \text{ кг/ч};$$

$$M_{ен} = 110,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$n_{ен} = 5300 \text{ об/мин.}$$

Эффективная мощность:

$$N_{ei} = N_{e \max} \frac{n_{ei}}{n_{e \max}} \left(1 + \frac{n_{ei}}{n_{e \max}} - \frac{n_{ei}^2}{n_{e \max}^2} \right), \text{ кВт.} \quad (1.98)$$

Эффективный крутящий момент:

$$M_{ei} = 9554 \frac{N_{ei}}{n_{ei}}, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1.99)$$

Удельный расход топлива:

$$g_{ei} = g_{e(Ne \max)} \left[1,2 - 1,2 \frac{n_{ei}}{n_{e \max}} + \frac{n_{ei}^2}{n_{e \max}^2} \right], \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}. \quad (1.100)$$

Часовой расход топлива:

$$G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч}. \quad (1.101)$$

Таблица 1.3 - Параметры для построения внешних скоростных характеристик

$n_{ei},$ мин^{-1}	Параметры внешней скоростной характеристики			
	$N_{ei},$ кВт	$M_{ei},$ Н·м	$g_{ei},$ г/(кВт·ч)	$G_{Ti},$ кг/ч
800	10,64	127,06	336	3,57
1600	29,1	139,01	202	5,8
2400	42,4	126,5	39,2	5,9
3200	55,8	121,1	125,6	7
4000	62,5	112,6	285,3	16,1

По расчетным данным, приведенным в таблице 1.3, строим внешние скоростные характеристики двигателя.

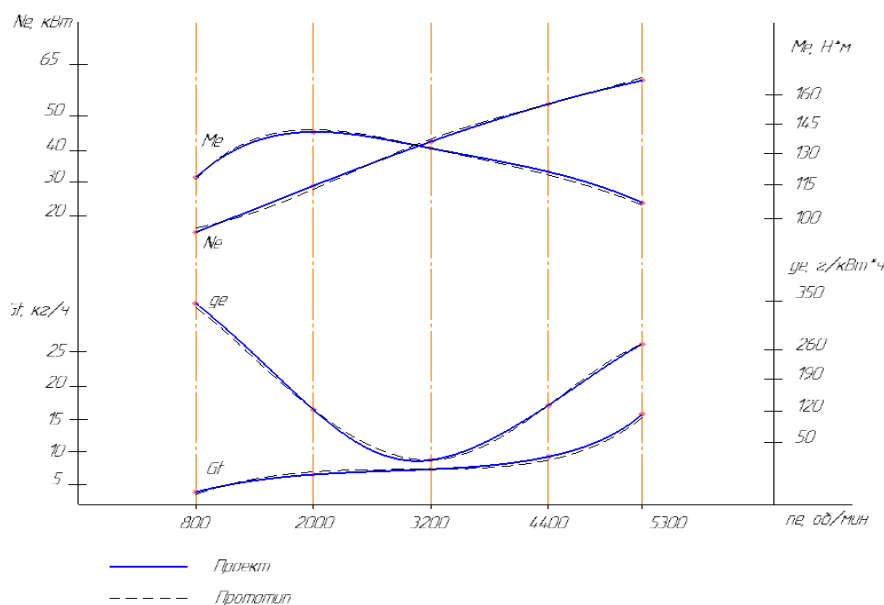


Рисунок 1.11 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

1.11 Кинематический расчёт КШМ

1.11.1 Выбор коэффициента кинематического подобия и длины шатуна

Принимаем центральный кривошипно-шатунный механизм.

В целях уменьшения высоты двигателя оставляем ранее принятое в тепловом расчете значение $\lambda = 0,28$.

Тогда длина шатуна равна

$$L_{ш} = \frac{R}{\lambda}, \text{ мм} \quad (1.109)$$
$$L_{ш} = \frac{37,5}{0,28} = 134 \text{ мм}$$

где R- радиус кривошипа.

$$R = \frac{S}{2}, \text{ мм} \quad (1.110)$$
$$R = \frac{75}{2} = 37,5 \text{ мм}$$

1.11.2 Построение кинематической схемы КШМ

В ДВС возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала посредством кривошипно-шатунного механизма. Принимаем центральный кривошипно-шатунный механизм (рисунок 1.12).

Основные обозначения:

$S_{п}-\dot{\varphi}$ текущее перемещение поршня (точка A - ось поршневого пальца);

$\varphi-\dot{\varphi}$ угол поворота кривошипа (OB), отсчитываемый по оси цилиндра (A $\dot{\varphi}$ 1 O) $\dot{\varphi}$ в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке (точка O обозначает ось коленчатого вала;

точка B- ось шатунной шейки;

точка A₁– $\dot{\varphi}$ верхняя мёртвая точка;

A₂– $\dot{\varphi}$ нижняя мертвая точка;

β – угол отклонения оси шатуна (AB) от оси цилиндра;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала;

$R = OB$ – радиус кривошипа;

$S = 2R = A_1A_2$ – ход поршня;

$l_u = AB$ – длина шатуна;

$\lambda = \frac{R}{l_u}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

$R + l_u = A_1O$ – расстояние от оси коленчатого вала до верхней мёртвой точки.

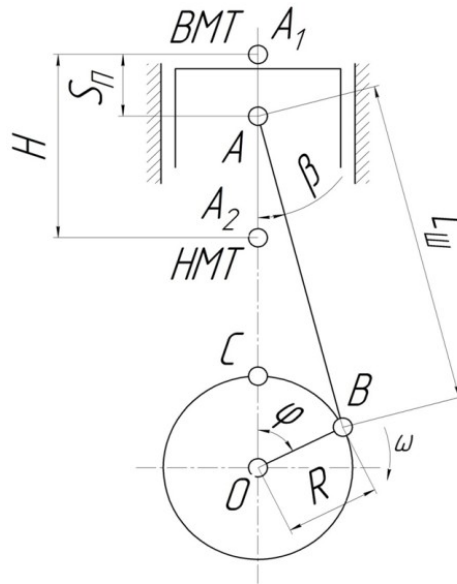


Рисунок 1.12 – Кинематическая схема КШМ

1.11.3 Перемещение, скорость и ускорение поршня

Изменение хода поршня по углу поворота коленчатого вала строим графическим методом в масштабе $M_s = 1 \text{ мм/мм}$ и $M_\varphi = 3^\circ/\text{мм}$ через каждые 30° .

Поправка Брикса

$$\frac{R\lambda}{2M_s}, \text{ мм.} \quad (1.111)$$

$$\frac{R\lambda}{2M_s} = \frac{37,5 \cdot 0,28}{2 \cdot 1} = 5,25 \text{ мм.}$$

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ рад/с.} \quad (1.112)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 5300}{30} = 555 \text{ рад/с.}$$

Скорость поршня

Изменение скорости поршня по углу поворота коленчатого вала строим графическим методом в масштабе $M_v = 0,4 \text{ м/с в мм}$

$$\frac{\omega R}{M_v}, \text{ мм;} \quad (1.113)$$

$$\frac{\omega R}{M_v} = \frac{555 \cdot 0,038}{0,4} = 52 \text{ мм;} ;$$

$$\frac{\omega R \lambda}{2M_v}, \text{ мм;} \quad (1.114)$$

$$\frac{\omega R \lambda}{2M_v} = \frac{555 \cdot 0,038 \cdot 0,28}{2 \cdot 0,4} = 7,3 \text{ мм;} ;$$

$$\pm v_{II \max} \simeq \omega R \sqrt{1 + \lambda^2}, \text{ м/с.} \quad (1.115)$$

$$\pm v_{II \max} \simeq 555 \cdot 0,038 \cdot \sqrt{1 + 0,28^2} = 21,6 \text{ м/с.} ;$$

$$v_{II.CP} = \frac{\pi n}{30}, \text{ м/с} ; \quad (1.116)$$

$$v_{II.CP} = \frac{2 \cdot 555 \cdot 0,038}{3,14} = 13,3 \text{ м/с.} ;$$

$$\frac{v_{II \max}}{v_{II.CP}} = \frac{21,6}{13,3} = 1,63 \quad (1.117)$$

что укладывается в требуемый диапазон $1,60 - 1,64$.

Ускорение поршня

Изменение ускорения поршня по углу поворота коленчатого вала строим графическим методом в масштабе $M_j = 90 \text{ м/с}^2 \text{ в мм}$

$$\frac{\omega^2 R}{M_j}, \text{ мм;} \quad (1.118)$$

$$\frac{\omega^2 R}{M_j} = \frac{555^2 \cdot 0,038}{250} = 46,2 \text{ мм;} ;$$

$$\frac{\omega^2 R \lambda}{M_j}, \text{ мм;} \quad (1.119)$$

$$\frac{\omega^2 R \lambda}{M_j} = \frac{555^2 \cdot 0,038 \cdot 0,28}{250} = 12,9 \text{ mm};$$

$$j_{\max} = \omega^2 R(1 + \lambda), \text{ м/с}^2; \quad (1.120)$$

$$j_{\max} = 555^2 \cdot 0,038 \cdot (1 + 0,28) = 14771 \text{ м/с}^2;$$

$$j_{\min} = -\omega^2 R \left[\lambda + \frac{1}{8\lambda} \right], \text{ м/с}^2 \quad (1.121)$$

$$j_{\min} = -555^2 \cdot 0,038 \cdot \left[0,28 + \frac{1}{8 \cdot 0,28} \right] = -8383 \text{ м/с}^2$$

Значения S_x , v_n и j_v зависимости от φ , полученные на основании построенных графиков, заносим в таблицу 1.4.

Таблица 1.4 – Результаты кинематического расчета

φ^0	s , мм	v_n , м/с	j , м/с ²
0	0,0	0,0	+14771
30	6,3	+12,9	+11609
60	22,7	+20,5	+4154
90	42,7	+20,8	-3231
120	60,2	+15,5	-7385
150	71,3	+7,9	-8378
180	75,0	0,0	-8309
210	71,3	-7,9	-8378
240	60,2	-15,5	-7385
270	42,8	-20,8	-3231
300	22,8	-20,5	+4154
330	6,4	-12,9	+11609
360	0,0	0,0	+14771

При $j=0$, $v_n=\pm v_{n\max}=\pm 23,1$ м/с, а точки перегиба соответствуют повороту кривошипа на 75 и 285^0 .

По произведенным расчетам построены графики перемещения, скорости и ускорения поршня, представленные на рисунке 1.13 и в графической части работы.

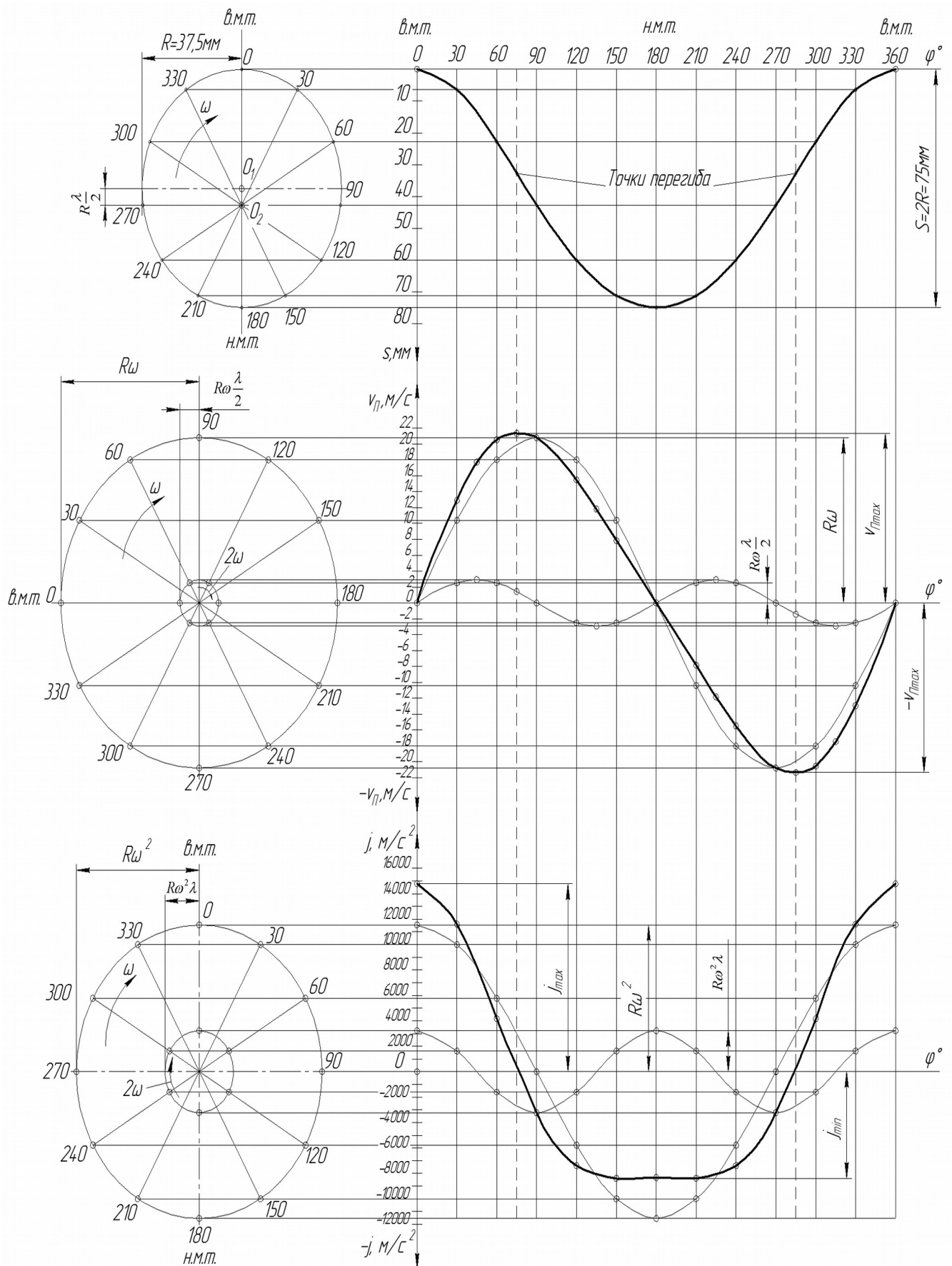


Рисунок 1.13 – Зависимости пути, скорости и ускорения поршня двигателя от угла поворота кривошипа

1.12 Динамический расчёт КШМ

1.12.1. Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

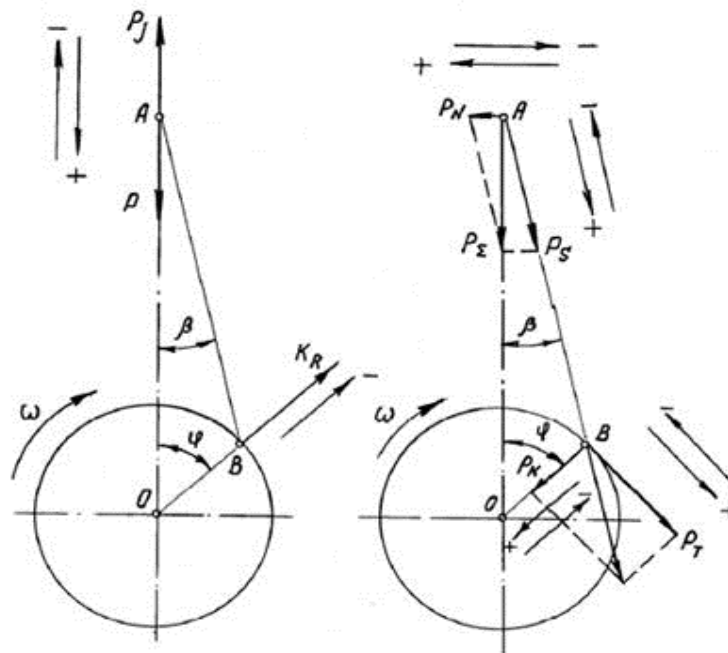


Рисунок 1.14 – Динамическая схема КШМ

Разворачиваем индикаторную диаграмму, полученную в тепловом расчете, по углу поворота кривошипа по методу Брикса (рисунок 1.15).

Масштабы развернутой диаграммы:

- хода поршня – $M_s = 1$ мм/мм;
- давлений – $M_p = 0,05$ МПа/мм;
- сил

$$M_F = M_p F_{II}, \text{ кН/мм}, \quad (1.122)$$

где F_{II} – площадь поршня, рассчитана ранее по формуле (1.63).

$$M_F = 0,05 \cdot 0,0059 = 0,0003 \text{ МН/мм} \approx 0,3 \text{ кН/мм},$$

- угла поворота кривошипа $M_\varphi = 3^\circ / \text{мм}$ или

$$M'_\varphi = \frac{4\pi}{OB}, \text{ рад/мм}, \quad (1.123)$$

где OB – длина развернутой индикаторной диаграммы, мм.

$$M'_\varphi = \frac{4 \cdot 3,14}{240} = 0,0523 \text{ рад/мм}.$$

$$\frac{R\lambda}{2M_s}, \text{ мм} \quad (1.124)$$

$$\frac{R\lambda}{2M_s} = \frac{37,5 \cdot 0,28}{2 \cdot 1} = 5,25 \text{ мм}$$

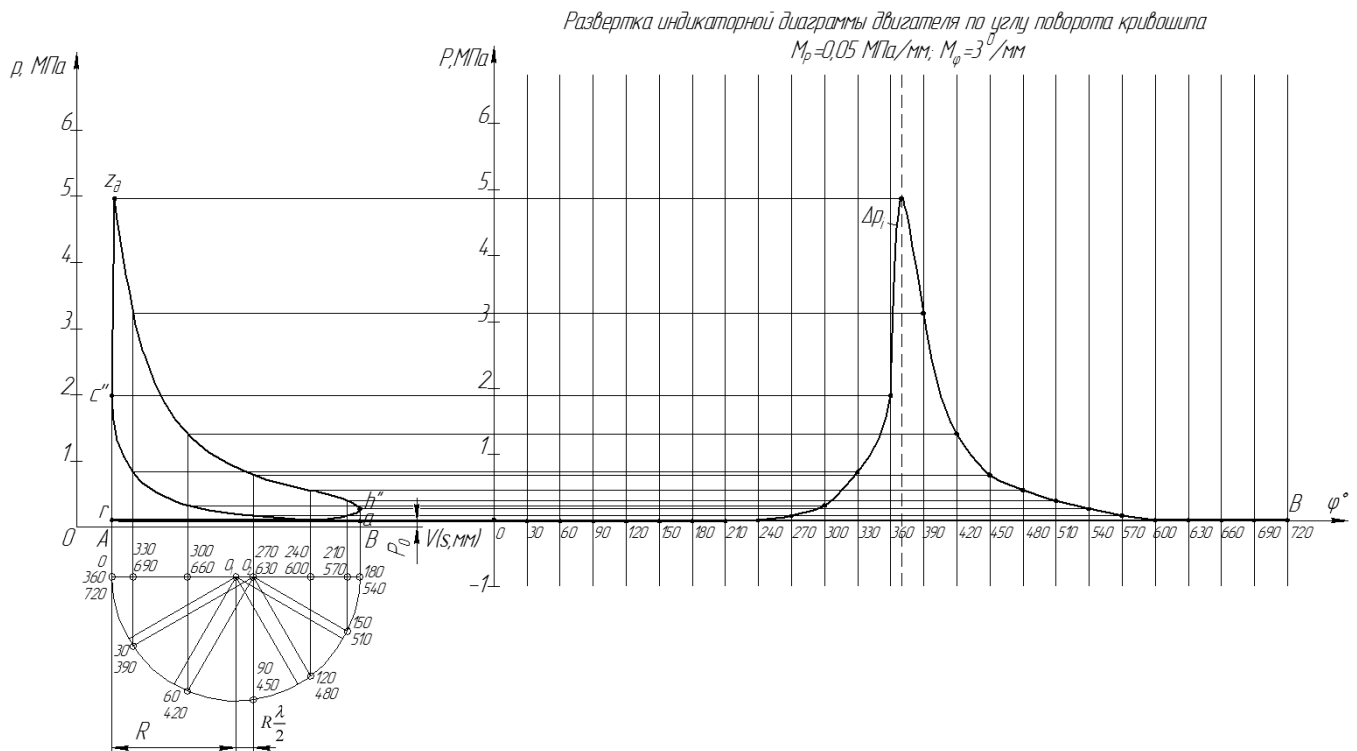


Рисунок 1.15 – Развертка индикаторной диаграммы двигателя по углу поворота кривошипа и построение удельной суммарной силы p

По развернутой индикаторной диаграмме через каждые 30° угла поворота кривошипа определяем значения

$$\Delta p_\Gamma = p_\Gamma - p_0, \quad (1.125)$$

и заносим в таблицу 1.5.

По справочным данным с учетом диаметра цилиндра, отношения S/D , рядного расположения цилиндров принимаем:

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

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} F_{\Pi}, \text{ кг}, \quad (1.124)$$

$$m_{\Pi} = 100 \cdot 0,0059 = 0,59 \text{ кг},$$

- масса шатуна ($m'_{Ш} = 150 \text{ кг/м}^2$)

$$m_{Ш} = m'_{Ш} F_{\Pi}, \text{ кг}, \quad (1.125)$$

Таблица 1.5 – Расчет удельных суммарных сил

φ°	Δp_r , МПа	j , м/с	p_j , МПа	p , МПа
0	+0,006	+14771	-2,086	-2,080
30	-0,010	+11609	-1,640	-1,650
60	-0,010	+4154	-0,587	-0,597
90	-0,010	-3231	+0,456	+0,446
120	-0,010	-7385	+1,043	+1,033
150	-0,010	-8378	+1,183	+1,173
180	-0,010	-8309	+1,174	+1,164
210	-0,009	-8378	+1,183	+1,174
240	+0,006	-7385	+1,043	+1,049
270	+0,070	-3231	+0,456	+0,527
300	+0,228	+4154	-0,587	-0,359
330	+0,732	+11609	-1,640	-0,907
360	+1,888	+14771	-2,086	-0,199
370	+4,864	+14401	-2,034	+2,830
390	+3,133	+11609	-1,640	+1,493
420	+1,312	+4154	-0,587	+0,725
450	+0,689	-3231	+0,456	+1,145
480	+0,458	-7385	+1,043	+1,501
510	+0,298	-8378	+1,183	+1,482
540	+0,177	-8309	+1,174	+1,351
570	+0,074	-8378	+1,183	+1,257
600	+0,006	-7385	+1,043	+1,049
630	+0,006	-3231	+0,456	+0,462
660	+0,006	+4154	-0,587	-0,581
690	+0,006	+11609	-1,640	-1,634
720	+0,006	+14771	-2,086	-2,081

$$m_{ш} = 150 \cdot 0,0059 = 0,89 \text{ кг}$$

- масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов

(для стального кованого вала $m'_K = 140 \text{ кг/м}^2$)

$$m_K = m'_K F_{\Pi}, \text{ кг}, \quad (1.126)$$

$$m_K = 140 \cdot 0,0059 = 0,83 \text{ кг}$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца

$$m_{ш.п} = 0,275 m_{ш}, \text{ кг}, \quad (1.127)$$

$$m_{ш.п} = 0,275 \cdot 0,89 = 0,25 \text{ кг}$$

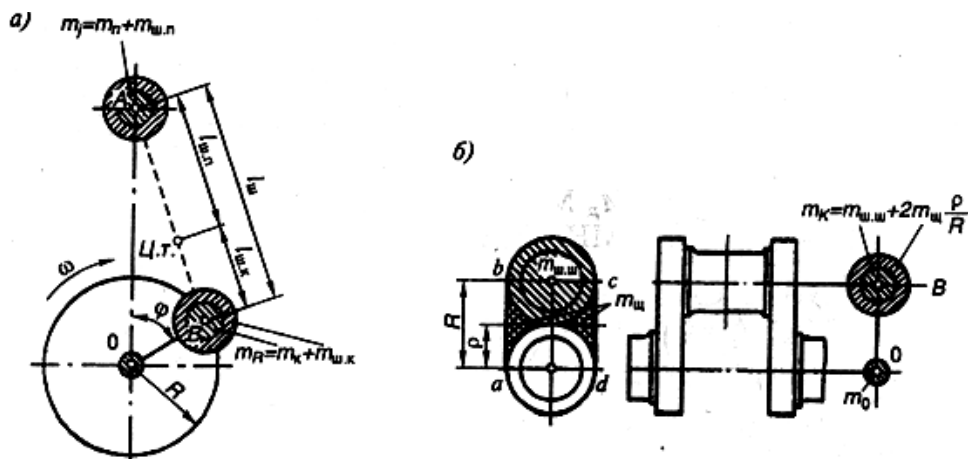


Рисунок 1.16 – Расположение масс частей кривошипно-шатунного механизма

- масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа

$$m_{ш.к} = 0,725 m_{ш}, \text{ кг} \quad (1.128)$$

$$m_{ш.к} = 0,725 \cdot 0,89 = 0,65 \text{ кг}$$

- массы, совершающие возвратно-поступательное движение

$$m_j = m_{\pi} + m_{ш.п}, \text{ кг}, \quad (1.129)$$

$$m_j = 0,59 + 0,25 = 0,84 \text{ кг}$$

- массы, совершающие вращательное движение

$$m_{R\Sigma} = m_k + m_{ш.к}, \text{ кг}, \quad (1.130)$$

$$m_{R\Sigma} = 0,83 + 0,65 = 1,48 \text{ кг}$$

1.12.2 Полные и удельные силы инерции

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяем по кривой ускорений:

- полные силы

$$P_j = -j \cdot m_j \cdot 10^{-3} = -j \cdot 0,84 \cdot 10^{-3} \text{ кН}, \quad (1.130)$$

- удельные силы

$$p_j = \frac{P_j}{F_{\pi}} = \frac{-j \cdot 0,84 \cdot 10^{-3}}{0,0059} = -j \cdot 0,142 \text{ МПа} \quad (1.131)$$

Рассчитанные значения p_j заносим в таблицу 1.5.

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна одного цилиндра

$$K_{Rш} = -m_{ш.к} R \omega^2 \cdot 10^{-3}, \text{ кН} \quad (1.132)$$

$$K_{RII} = 0,65 \cdot 0,038 \cdot 555^2 \cdot 10^{-3} = -7,46 \text{ кН}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{RK} = -m_K R \omega^2 \cdot 10^{-3}, \text{ кН} \quad (1.133)$$

$$K_{RK} = -0,83 \cdot 0,038 \cdot 555^2 \cdot 10^{-3} = -9,6 \text{ кН}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс, действующая на кривошип

$$K_R = -m_R R \omega^2, \text{ кН} \quad (1.134)$$

$$K_R = -1,48 \cdot 0,038 \cdot 555^2 = -24,51 \text{ кН}$$

Удельная суммарная сила (МПа) сосредоточенная на оси поршневого пальца

$$p = \Delta p_\Gamma + p_j \quad (1.135)$$

Удельные силы p_N , p_S , p_{KI} и p_{TO} определяем аналитическим методом. Расчет значения этих сил для различных φ сводим в таблицу 1.6.

Среднее значение удельной тангенциальной силы за цикл:

- по данным теплового расчета

$$p_{Tcp} = \frac{2p_i}{\pi\tau}, \text{ МПа}, \quad (1.136)$$

$$p_{Tcp} = \frac{2 \cdot 0,97}{3,14 \cdot 4} = 0,154 \text{ МПа},$$

- по площади, заключенной под кривой p_T

$$p_{Tcp} = \frac{(\Sigma F_1 - \Sigma F_2) M_P}{OB}, \text{ МПа}, \quad (1.137)$$

$$p_{Tcp} = \frac{(1385 - 609) \cdot 0,05}{240} = 0,152 \text{ МПа}$$

$$\Delta = \frac{\text{ошибка}}{0,154} = \frac{0,154 - 0,152}{0,154} \cdot 100\% = 1,2\%$$

Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{KP.Ц} = TR = T \cdot 37,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.138)$$

Изменение крутящего момента цилиндра в зависимости от φ выражает кривая p_T , но в масштабе

$$M_M = M_P F_{II} R, \text{кН} \cdot \text{м} / \text{мм}, \quad (1.139)$$

Таблица 1.6 – Расчет удельных сил

φ^0	p, МПа	$tg\beta$	p _N , МПа	$\frac{1}{\cos\beta}$	p _s , МПа	$\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$	p _к , МПа	K, кН	$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$	p _т , МПа	T, кН	МКР.ц, Нхм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	-2,080	0	0,000	1	-2,080	+1	-2,080	-12,36	0	0,000	0,00	0,0
30	-1,650	+0,141	-0,233	1,010	-1,666	+0,795	-1,312	-7,79	+0,662	-1,026	-6,10	-228,6
60	-0,597	+0,248	-0,148	1,030	-0,615	+0,285	-0,170	-1,01	+0,990	-0,591	-3,51	-131,6
90	+0,446	+0,289	+0,129	1,041	+0,465	-0,289	-0,129	-0,77	+1	+0,446	+2,65	+99,5
120	+1,033	+0,248	+0,256	1,030	+1,064	-0,715	-0,739	-4,39	+0,742	+0,767	+4,56	+170,8
150	+1,173	+0,141	+0,165	1,010	+1,185	-0,937	-1,099	-6,53	+0,378	+0,444	+2,64	+98,8
180	+1,164	0	+0,000	1	+1,164	-1	-1,164	-6,91	0	0,000	0,00	0,0
210	+1,174	-0,141	-0,166	1,010	+1,186	-0,934	-1,100	-6,54	-0,378	-0,444	-2,64	-98,9
240	+1,049	-0,248	-0,260	1,030	+1,080	-0,715	-0,750	-4,46	-0,742	-0,778	-4,62	-173,4
270	+0,527	-0,289	-0,152	1,041	+0,548	-0,289	-0,152	-0,90	-1	-0,527	-3,13	-117,3
300	-0,359	-0,248	+0,089	1,030	-0,369	+0,285	-0,102	-0,61	-0,990	+0,355	+2,11	+79,1
330	-0,907	-0,141	+0,128	1,010	-0,917	+0,795	-0,721	-4,29	-0,662	+0,564	+3,35	+125,8
360	-0,199	0	0,000	1	-0,199	+1	-0,199	-1,18	0	0,000	0,00	0,0
370	+2,830	+0,049	+0,139	1,001	+2,833	+0,976	+2,762	+16,41	+0,221	+0,625	+3,72	+139,3
390	+1,493	+0,141	+0,211	1,010	+1,508	+0,795	+1,187	+7,05	+0,622	+0,929	+5,52	+207,0
420	+0,725	+0,248	+0,180	1,030	+0,747	+0,285	+0,207	+1,23	+0,990	+0,718	+4,26	+159,9
450	+1,145	+0,289	+0,331	1,041	+1,192	-0,289	-0,331	-1,97	+1	+1,145	+6,80	+255,2
480	+1,501	+0,248	+0,372	1,030	+1,546	-0,715	-1,073	-6,38	+0,742	+1,114	+6,62	+248,1
510	+1,482	+0,141	+0,209	1,010	+1,496	-0,937	-1,388	-8,25	+0,378	+0,560	+3,33	+124,8
540	+1,351	0	0,000	1	+1,351	-1	-1,351	-8,03	0	0,000	0,00	0,0
570	+1,257	-0,141	-0,177	1,010	+1,270	-0,934	-1,178	-7,00	-0,378	-0,475	-2,82	-105,9
600	+1,049	-0,248	-0,260	1,030	+1,080	-0,715	-0,750	-4,46	-0,742	-0,778	-4,62	-173,4
630	+0,462	-0,289	-0,134	1,041	+0,481	-0,289	-0,134	-0,79	-1	-0,462	-2,75	-103,0
660	-0,581	-0,248	+0,144	1,030	-0,598	+0,285	-0,166	-0,98	-0,990	+0,575	+3,42	+128,2
690	-1,634	-0,141	+0,230	1,010	-1,650	+0,795	-1,299	-7,72	-0,662	+1,016	+6,04	+226,5
720	-2,081	0	0,000	1	-2,081	+1	-2,081	-12,36	0	0,000	0,00	0,0

$$M_M = M_p F_{II} R = 0,05 \cdot 0,0059 \cdot 0,038 \cdot 10^3 = 0,0111 \text{ кН} \cdot \text{м/мм}$$

$$M_M = 11,1 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}$$

Период изменения крутящего момента четырехтактного двигателя с равными интервалами между вспышками

$$\theta = \frac{720}{i} = \frac{720}{4} = 180^\circ \quad (1.140)$$

Суммирование значений крутящих моментов всех восьми цилиндров двигателя производим табличным методом (таблица 4) через каждые 10° угла поворота коленчатого вала.

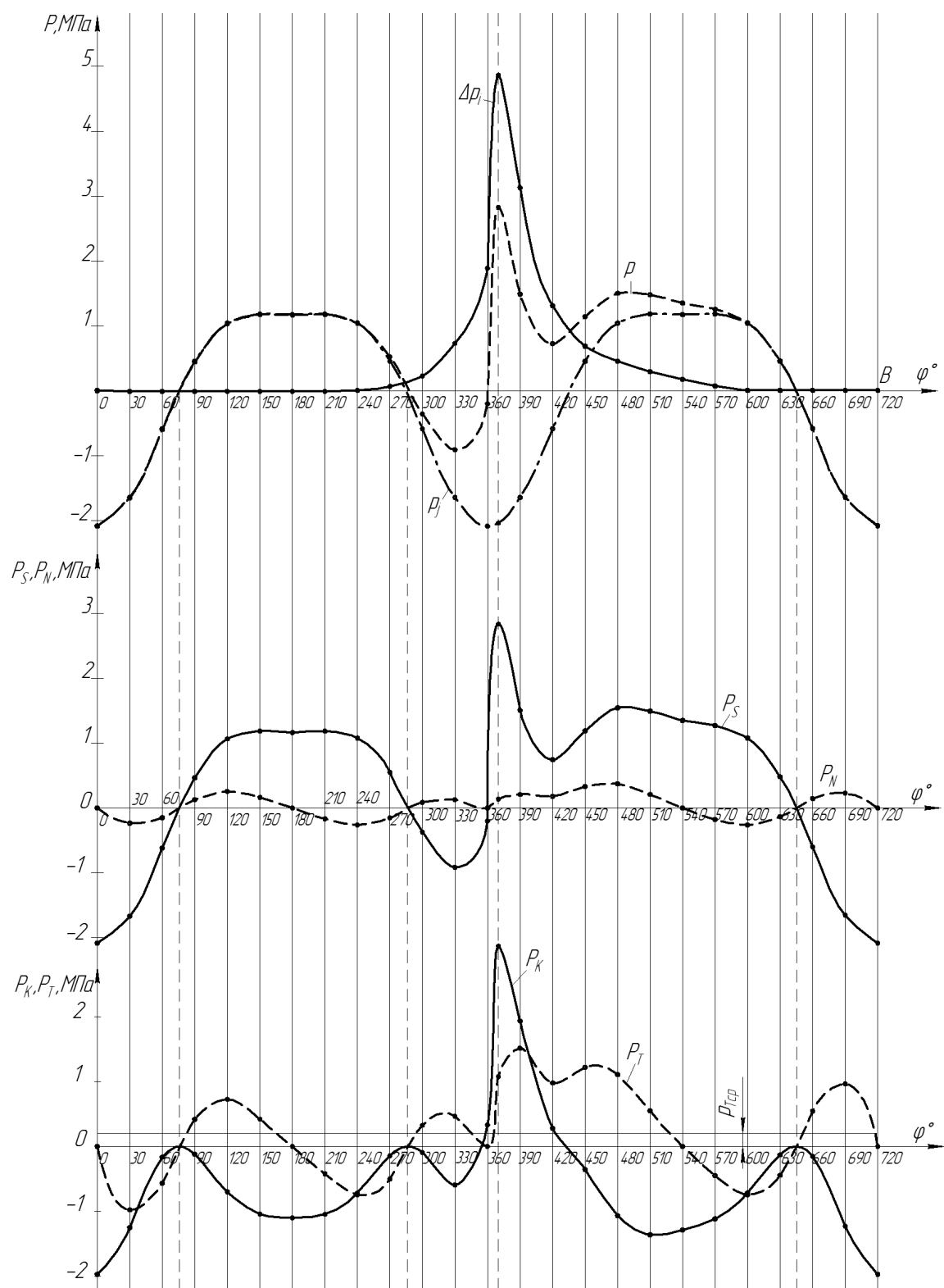


Рисунок 1.17 – Графики изменения удельных сил $p_N, p_S, p_{крТ}$

По полученным данным строим кривую $M_{кр}$ в масштабе $M_m = 10 \text{ Нхм/мм}$ и $M_\varphi = 1^\circ/\text{мм}$.

Средний крутящий момент двигателя:

- по данным теплового расчета

$$M_{KP.CP} = M_i = M_n \frac{1}{\eta_M}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.141)$$

$$M_{KP.CP} = M_i = 112,6 \cdot \frac{1}{0,8} = 140 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

- по площади F_M , заключенной под кривой $M_{кр}$

$$M_{KP.CP} = \frac{F'_M M_M}{OA}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.142)$$

$$M_{KP.CP} = \frac{(1775 - 105) \cdot 11,1}{90} = 136 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

ошибка

$$\Delta = \frac{140 - 136}{140} \cdot 100\% = 2,8\%$$

Максимальное и минимальное значения крутящего момента двигателя

$$M_{KP \max} = 534 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{KP \min} = -97 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Таблица 1.7 - Суммирование значений крутящих моментов всех цилиндров двигателя

углы коленчатого вала ⁰	Цилиндры								M _{кр} , Нхм
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	кривошип ⁰	M _{кр.ц} , Нхм	кривошип ⁰	M _{кр.ц} , Нхм	кривошип ⁰	M _{кр.ц} , Нхм	кривошип ⁰	M _{кр.ц} , Нхм	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0
10	10	-113	190	-26	370	203	550	-32	32
20	20	-165	200	-54	380	335	560	-61	54
30	30	-181	210	-78	390	373	570	-85	29
40	40	-174	220	-102	400	350	580	-108	-35
50	50	-151	230	-126	410	312	590	-129	-94
60	60	-107	240	-136	420	282	600	-136	-97
70	70	-38	250	-135	430	279	610	-133	-26
80	80	26	260	-121	440	287	620	-116	76
90	90	76	270	-98	450	288	630	-82	184
100	100	107	280	-51	460	278	640	-31	303
110	110	126	290	9	470	262	650	37	433
120	120	132	300	45	480	238	660	101	517
130	130	123	310	63	490	203	670	145	534
140	140	101	320	69	500	142	680	170	481
150	150	76	330	69	510	111	690	177	433
160	160	53	340	50	520	72	700	161	335
170	170	26	350	20	530	34	710	108	189
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0

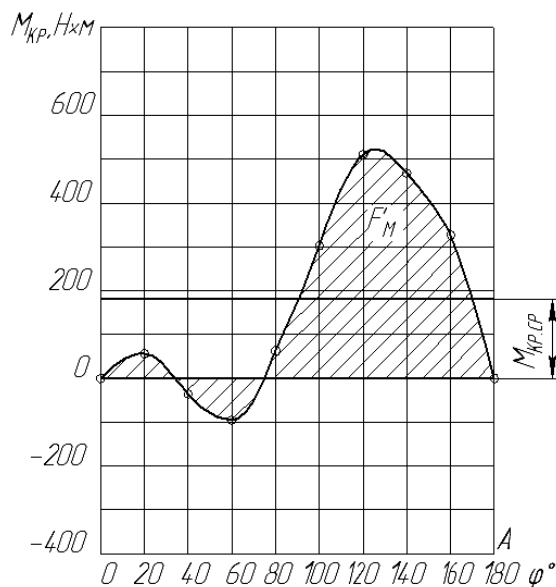


Рисунок 1.18 – Суммарный крутящий момент

1.12.3 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала

Для проведения расчета составляем таблицу 1.8, в которую переносим ранее найденные значения силы T . Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$P_K = K + K_{RШ} = p_K F_{II} + K_{RШ}, \quad (1.143)$$

$$P_K = 0,0059 p_K - 7,46 \text{ кН.}$$

Результирующая сила $R_{Ш.Ш.}$, действующая на шатунную шейку, подсчитывается графическим сложением векторов сил T и P_K при построении полярной диаграммы. Масштаб полярной диаграммы принимаем $M_F = 0,1 \text{ кН/мм}$.

Значение силы $R_{Ш.Ш.}$ для различных φ , снятые с полярной диаграммы, заносим в таблицу 1.8 и по ним строим диаграмму $R_{Ш.Ш.}$ в прямоугольных координатах. Масштабы развернутой диаграммы:

$$M_F = 0,5 \text{ кН/мм},$$

$$M_\varphi = 3^\circ / \text{мм}.$$

По развернутой диаграмме $R_{Ш.Ш.}$ определяем

$$R_{Ш.Ш.ср} = \frac{M_F F}{OB}, \text{ кН}; \quad (1.144)$$

Таблица 1.8 – Расчет R_K

φ^0	Полезные силы, кН					
	T	K	PK	RIII	KPK	RK
0	0,00	-7,80	-12,57	12,6	-18,71	18,71
30	-3,94	-5,03	-9,80	10,6	-15,94	16,42
60	-2,30	-0,66	-5,43	5,9	-11,57	11,77
90	+1,64	-0,47	-5,24	5,5	-11,38	11,49
120	+2,87	-2,77	-7,54	8,1	-13,68	13,98
150	+1,66	-4,13	-8,90	9,1	-15,04	15,13
180	0,00	-4,37	-9,14	9,1	-15,28	15,28
210	-1,67	-4,15	-8,92	9,1	-15,06	15,15
240	-2,98	-2,87	-7,64	8,2	-13,78	14,09
270	-2,13	-0,62	-5,39	5,8	-11,53	11,73
300	+0,99	-0,28	-5,05	5,2	-11,19	11,23
330	+1,49	-1,90	-6,67	6,8	-12,81	12,89
360	0,00	+1,29	-3,48	3,5	-9,62	9,62
370	+4,44	+19,60	14,83	15,5	8,69	9,76
390	+8,12	+10,38	5,61	9,9	-0,53	8,14
420	+6,14	+1,77	-3,00	6,8	-9,14	11,01
450	+6,26	-1,81	-6,58	9,1	-12,72	14,18
480	+5,19	-5,00	-9,77	11,1	-15,91	16,74
510	+2,40	-5,95	-10,72	11,0	-16,86	17,02
540	0,00	-5,54	-10,31	10,3	-16,45	16,45
570	-1,86	-4,60	-9,37	9,6	-15,51	15,62
600	-2,97	-2,86	-7,63	8,2	-13,77	14,09
630	-1,77	-0,51	-5,28	5,6	-11,42	11,56
660	+2,18	-0,63	-5,40	5,8	-11,54	11,74
690	+3,86	-4,93	-9,70	10,4	-15,84	16,30
720	0,00	-7,90	-12,67	12,6	-18,81	18,71

$$R_{III. III. cp} = \frac{0,5 \cdot 3995}{240} = 8,3 \text{ кН};$$

$$R_{III. III. max} = 15,5 \text{ кН};$$

$$R_{III. III. min} = 3,5 \text{ кН}.$$

По полярной диаграмме строим диаграмму износа шатунной шейки. Сумму сил $R_{ш.ш.i}$, действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1-го по 12-й), определяем с помощью таблицы 1.9.

По диаграмме износа ($M_R=10$ кНхм/мм) определяем положение оси масляного отверстия ($M_{\varphi M}=60^\circ$).

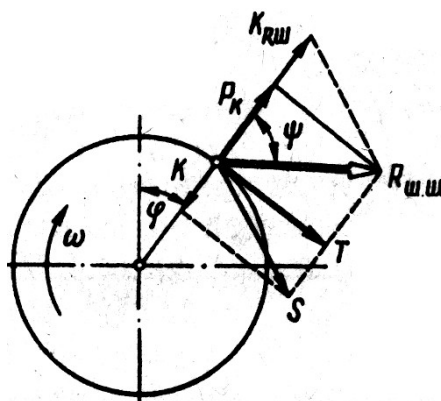


Рисунок 1.19 – Силы, действующие на шатунную шейку вала

Таблица 1.9 – Определение суммы сил $R_{ш.ш.i}$, действующих по каждому лучу диаграммы износа

φ^0	Значения $R_{ш.ш.i}$, кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	12,6	12,6	12,6	-	-	-	-	-	-	-	12,6	12,6
30	10,6	10,6	10,6	-	-	-	-	-	-	-	-	10,6
60	5,9	5,9	5,9	-	-	-	-	-	-	-	-	5,9
90	5,5	5,5	-	-	-	-	-	-	-	-	5,5	5,5
120	8,1	8,1	-	-	-	-	-	-	-	-	8,1	8,1
150	9,1	9,1	-	-	-	-	-	-	-	-	9,1	9,1
180	9,1	9,1	9,1	-	-	-	-	-	-	-	9,1	9,1
210	9,1	9,1	9,1	-	-	-	-	-	-	-	-	9,1
240	8,2	8,2	8,2	-	-	-	-	-	-	-	-	8,2
270	5,8	5,8	5,8	-	-	-	-	-	-	-	-	5,8
300	5,2	5,2	5,2	-	-	-	-	-	-	-	5,2	5,2
330	6,8	6,8	-	-	-	-	-	-	-	-	6,8	6,8
360	3,5	3,5	3,5	-	-	-	-	-	-	-	3,5	3,5
390	-	-	-	-	-	-	9,9	9,9	9,9	9,9	-	-
420	-	-	-	-	-	-	-	-	6,8	6,8	6,8	6,8
450	9,1	-	-	-	-	-	-	-	-	9,1	9,1	9,1

480	11,1	11,1	-	-	-	-	-	-	-	-	11,1	11,1
510	11,0	11,0	-	-	-	-	-	-	-	-	11,0	11,0
540	10,3	10,3	10,3	-	-	-	-	-	-	-	10,3	10,3
570	9,6	9,6	9,6	-	-	-	-	-	-	-	-	9,6
600	8,2	8,2	8,2	-	-	-	-	-	-	-	-	8,2
630	5,6	5,6	5,6	-	-	-	-	-	-	-	-	5,6
660	5,8	5,8	-	-	-	-	-	-	-	-	5,8	5,8
690	10,4	10,4	-	-	-	-	-	-	-	-	10,4	10,4
720	12,6	12,6	12,6	-	-	-	-	-	-	-	12,6	12,6
$\Sigma R_{III,III.i}$	193,2	184,1	116,3	-	-	-	9,9	9,9	16,7	25,8	137	200

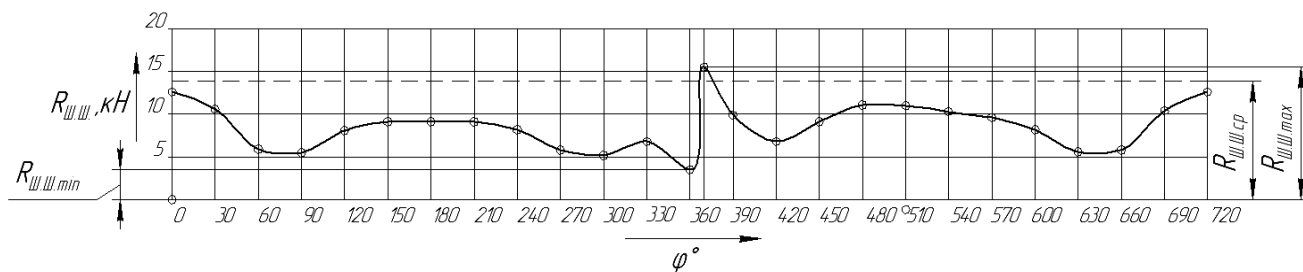


Рисунок 1.20 – Диаграмма нагрузки на шатунную шейку в прямоугольных координатах

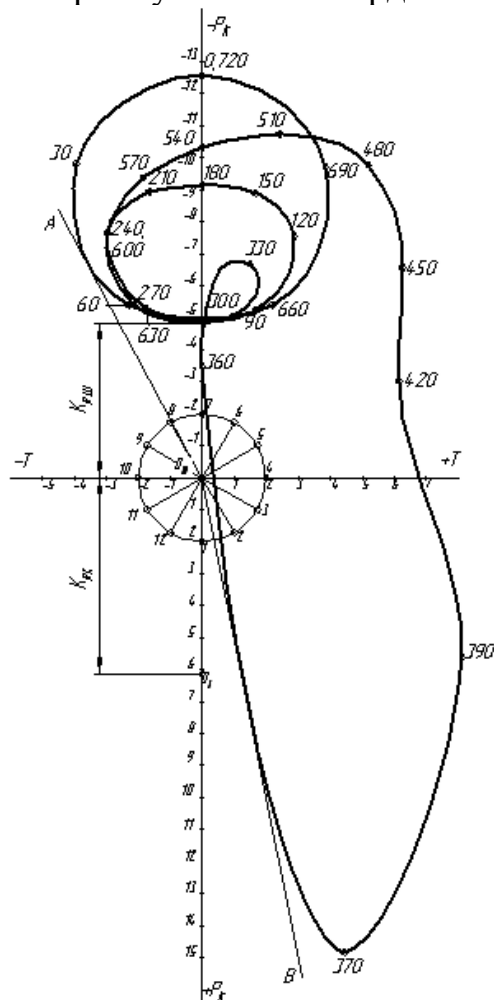


Рисунок 1.21 - Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку

Диаграмма износа шатунной шейки
 $M_R = 10 \text{ (кН·кМ)/мм}$

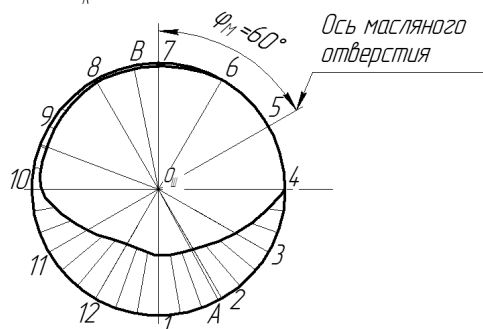


Рисунок 1.22 – Диаграмма износа шатунной шейки

1.12.4 Силы, действующие на коренные шейки коленчатого вала

Суммарные силы, действующие на колена вала по радиусу кривошипа

$$K_{P_K} = P_K + K_{R_K} = P_K - 9,6 \quad (1.147)$$

Результирующая сила, действующая на колено вала

$$\bar{R}_K = \bar{R}_{Ш.Ш.} + \bar{K}_{P_K}, \quad (1.148)$$

определяется по диаграмме $R_{Ш.Ш.}$. Векторы из полюса O_K до соответствующих точек на полярной диаграмме в масштабе $M_P=0,1\text{кН/мм}$ выражают силы R_K , значения которых для различных φ заносим в таблицу 1.7.

Коленчатый вал рассчитываемого двигателя полноопорный с кривошипами, расположенными под углом 180° . Порядок работы двигателя:

1-3-4-2.

Следовательно, когда первый кривошип повернут на угол $j_1 = 0^\circ$, третий кривошип будет находиться в положении $j_3 = 0(720) - 180 = 540^\circ$, четвертый - $j_4 = 0(720) - 360 = 360^\circ$ и второй - $j_2 = 0(720) - 540 = 180^\circ$ (см. рис. 1.23).

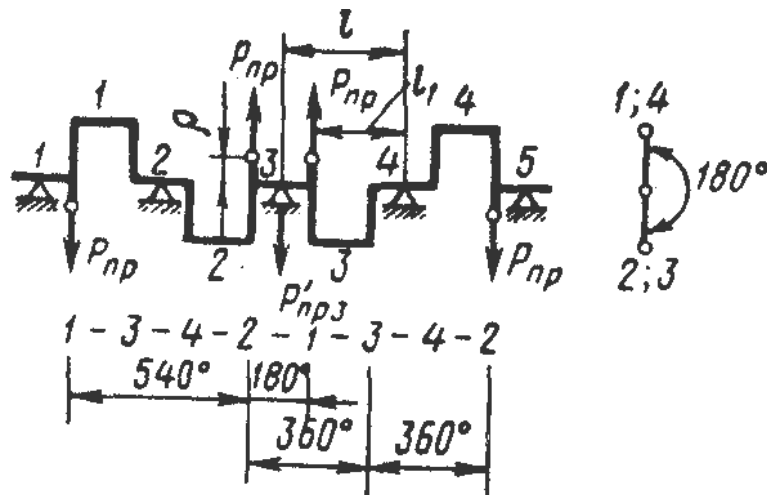


Рисунок 1.23 – Схема коленчатого вала и порядок работы двигателя

Силы, действующие на 1-ю коренную шейку

$$R_{K.Ш1} = -0,5R_{K1}. \quad (1.149)$$

Изменение силы $R_{K.Ш1}$ в зависимости от φ показывает полярная диаграмма R_K , но повернутая на 180° и в масштабе

$$M_p = 0,5M_p = 0,5 \cdot 0,1 = 0,05 \text{ кН/мм}.$$

Сила, действующая на 2-ю коренную шейку

$$R_{K.ш.2} = \sqrt{T_{K2}^2 + K_{K2}^2}, \quad (1.150)$$

где

$$\begin{aligned} T_{K2} &= -0,5(T_1 + T_2 \cos \gamma_{K(1-2)} - K_{PK2} \sin \gamma_{K(1-2)}) = \\ &= -0,5(T_1 + T_2 \cos 180^\circ - K_{PK2} \sin 180^\circ) = -0,5(T_1 - T_2) \end{aligned} \quad (1.151)$$

$$\begin{aligned} K_{K2} &= -0,5(K_{PK1} + T_2 \sin \gamma_{K(1-2)} + K_{PK2} \cos \gamma_{K(1-2)}) = \\ &= -0,5(K_{PK1} + T_2 \sin 180^\circ + K_{PK2} \cos 180^\circ) = -0,5(K_{PK1} - K_{PK2}) \end{aligned} \quad (1.152)$$

Сила, действующая на третью коренную шейку

$$R_{K.ш.3} = \sqrt{T_{K3}^2 + K_{K3}^2}, \quad (1.153)$$

где

$$\begin{aligned} T_{K3} &= -0,5(T_2 + T_3 \cos \gamma_{K(2-3)} - K_{PK3} \sin \gamma_{K(2-3)}) \cos \gamma_{K(1-2)} = \\ &= -0,5(T_2 + T_3 \cos 0^\circ - K_{PK3} \sin 0^\circ) \cos 180^\circ = 0,5(T_2 + T_3) \end{aligned} \quad (1.154)$$

$$\begin{aligned} K_{K3} &= -0,5(K_{PK2} + T_3 \sin \gamma_{K(2-3)} + K_{PK3} \cos \gamma_{K(2-3)}) \cos \gamma_{K(1-2)} = \\ &= -0,5(K_{PK2} + T_3 \sin 0^\circ + K_{PK3} \cos 0^\circ) \cos 180^\circ = 0,5(K_{PK2} + K_{PK3}) \end{aligned} \quad (1.155)$$

Все расчеты ведем в таблице 1.10.

По полученным данным строим полярные диаграммы нагрузки на вторую и третью коренные шейки в масштабе $M_R=0,1$ кН/мм.

Нагрузки на 4-ю и 5-ю коренные шейки в соответствии с порядком работы двигателя и расположением кривошипов равны нагрузкам, действующим на 2-ю и 1-ю шейки, но смещены на 360° .

Строим диаграммы $R_{кш1}$, $R_{кш2}$, $R_{кш3}$, перестроенные в прямоугольные координаты.

По этим диаграммам определяем:

для 1(5)-й коренной шейки

$$R_{K.ш.1cp} = \frac{F_1 M_R}{OB}, \text{ кН} \quad (1.156)$$

$$R_{K.ш.1cp} = \frac{3264 \cdot 0,5}{240} = 6,8 \text{ кН.}$$

Таблица 1.10 – Расчет сил, действующих на коренные

шейки

φ ⁰ коленча- того вала	1-я коренная шейка R _{кш1} , кН	1-й кривошип				2-я коренная шейка		
		j ⁰ ₁	R _{к1} , кН	T _{к1} , кН	K _{рк1} , кН	T _{к2} , кН	K _{к2} , кН	R _{кш2} , кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	9,36	0	18,71	0,00	-18,71	0	1,715	1,72
30	8,21	30	16,42	-3,94	-15,94	1,135	0,44	1,22
60	5,89	60	11,77	-2,30	-11,57	-0,34	-1,105	1,16
90	5,75	90	11,49	+1,64	-11,38	-1,885	-0,075	1,89
120	6,99	120	13,98	+2,87	-13,68	-0,94	1,245	1,56
150	7,57	150	15,13	+1,66	-15,04	-0,085	1,115	1,12
180	7,64	180	15,28	0,00	-15,28	0	2,83	2,83
190	7,61	190	15,22	-0,52	-15,21	2,48	11,95	12,20
210	7,58	210	15,15	-1,67	-15,06	4,895	7,265	8,76
240	7,05	240	14,09	-2,98	-13,78	4,56	2,32	5,12
270	5,87	270	11,73	-2,13	-11,53	4,195	-0,595	4,24
300	5,62	300	11,23	+0,99	-11,19	2,1	-2,36	3,16
330	6,45	330	12,89	+1,49	-12,81	0,455	-2,025	2,08
360	4,81	360	9,62	0,00	-9,62	0	-3,415	3,42
370	4,88	370	9,76	+4,44	8,69	-2,54	-12,355	12,61
390	4,07	390	8,14	+8,12	-0,53	-4,99	-7,49	9,00
420	5,51	420	11,01	+6,14	-9,14	-4,555	-2,315	5,11
450	7,09	450	14,18	+6,26	-12,72	-4,015	0,65	4,07
480	8,37	480	16,74	+5,19	-15,91	-1,505	2,185	2,65
510	8,51	510	17,02	+2,40	-16,86	0,73	0,51	0,89
540	8,23	540	16,45	0,00	-16,45	0	-1,18	1,18
550	8,12	550	16,24	-0,64	-16,02	-0,34	-0,81	0,88
570	7,81	570	15,62	-1,86	-15,51	-1,04	-0,215	1,06
600	7,05	600	14,09	-2,97	-13,77	0,335	1,1	1,15
630	5,78	630	11,56	-1,77	-11,42	1,705	0,02	1,71
660	5,87	660	11,74	+2,18	-11,54	0,345	-1,07	1,12
690	8,15	690	16,30	+3,86	-15,84	-1,1	0,4	1,17
720	9,36	720	18,71	0,00	-18,81	0	1,765	1,77

$$R_{K.ш.1max} = 9,36 \text{ кН}$$

$$R_{K.ш.1min} = 4,07 \text{ кН}$$

для 2-й коренной шейки

$$R_{K.ш.2cp} = \frac{F_2 M_R}{OB}, \text{ кН,} \quad (1.157)$$

$$R_{K.ш.2cp} = \frac{1408 \cdot 0,5}{240} = 2,9 \text{ кН.}$$

Продолжение таблицы 1.10

2-й кривошип			3-я коренная шейка			3-й кривошип		
j_2^0	T_2 , кН	K_{PK2} , кН	T_{K3} , кН	K_{K3} , кН	$R_{KШ3}$, кН	j_3^0	T_3 , кН	K_{PK3} , кН
10	11	12	13	14	15	16	17	18
180	0	-15,28	0,00	-15,87	15,87	540	0	-16,45
210	-1,67	-15,06	-1,77	-15,29	15,39	570	-1,86	-15,51
240	-2,98	-13,78	-2,98	-13,78	14,09	600	-2,97	-13,77
270	-2,13	-11,53	-1,95	-11,48	11,64	630	-1,77	-11,42
300	0,99	-11,19	1,59	-11,37	11,47	660	2,18	-11,54
330	1,49	-12,81	2,68	-14,33	14,57	690	3,86	-15,84
360	0	-9,62	0,00	-14,22	14,22	720	0	-18,81
370	4,44	8,69	1,56	-4,48	4,74	10	-1,32	-17,64
390	8,12	-0,53	2,09	-8,24	8,50	30	-3,94	-15,94
420	6,14	-9,14	1,92	-10,36	10,53	60	-2,3	-11,57
450	6,26	-12,72	3,95	-12,05	12,68	90	1,64	-11,38
480	5,19	-15,91	4,03	-14,80	15,33	120	2,87	-13,68
510	2,4	-16,86	2,03	-15,95	16,08	150	1,66	-15,04
540	0	-16,45	0,00	-15,87	15,87	180	0	-15,28
550	-0,64	-16,02	-0,58	-15,62	15,63	190	-0,52	-15,21
570	-1,86	-15,51	-1,77	-15,29	15,39	210	-1,67	-15,06
600	-2,97	-13,77	-2,98	-13,78	14,09	240	-2,98	-13,78
630	-1,77	-11,42	-1,95	-11,48	11,64	270	-2,13	-11,53
660	2,18	-11,54	1,59	-11,37	11,47	300	0,99	-11,19
690	3,86	-15,84	2,68	-14,33	14,57	330	1,49	-12,81
720	0	-18,81	0,00	-14,22	14,22	360	0	-9,62
10	-1,32	-17,64	1,56	-4,48	4,74	370	4,44	8,69
30	-3,94	-15,94	2,09	-8,24	8,50	390	8,12	-0,53
60	-2,3	-11,57	1,92	-10,36	10,53	420	6,14	-9,14
90	1,64	-11,38	3,95	-12,05	12,68	450	6,26	-12,72
120	2,87	-13,68	4,03	-14,80	15,33	480	5,19	-15,91
150	1,66	-15,04	2,03	-15,95	16,08	510	2,4	-16,86
180	0	-15,28	0,00	-15,87	15,87	540	0	-16,45

$$R_{K. III. 2 \max} = 12,61 \text{ кН} ,$$

$$R_{K. III. 2 \min} = 0,88 \text{ кН} .$$

для 3-й коренной шейки

$$R_{K. III. 3cp} = \frac{F_3 M_R}{OB}, \text{ кН}, \quad (1.158)$$

$$R_{K. III. 3cp} = \frac{6068 \cdot 0,5}{240} = 12,6 \text{ кН}.$$

$$R_{K.III.3\max} = 16,1 \text{ кН}$$

$$R_{K.III.3\min} = 4,74 \text{ кН}$$

Из сравнения диаграмм $R_{K.II.1}, R_{K.II.2}, R_{K.II.3}$ делаем вывод, что максимально нагруженной является 3-я коренная шейка, а минимально нагруженной – 5-я шейка.

По полярной диаграмме строим диаграмму износа наиболее нагруженной 3-ей шейки в масштабе $M_R=10 \text{ кН}$.

Диаграммы нагрузки на коренные шейки коленвала в прямоугольных координатах

$$M_p = 0,5 \text{ кН/мм}; M_\varphi = 3^\circ/\text{мм}$$

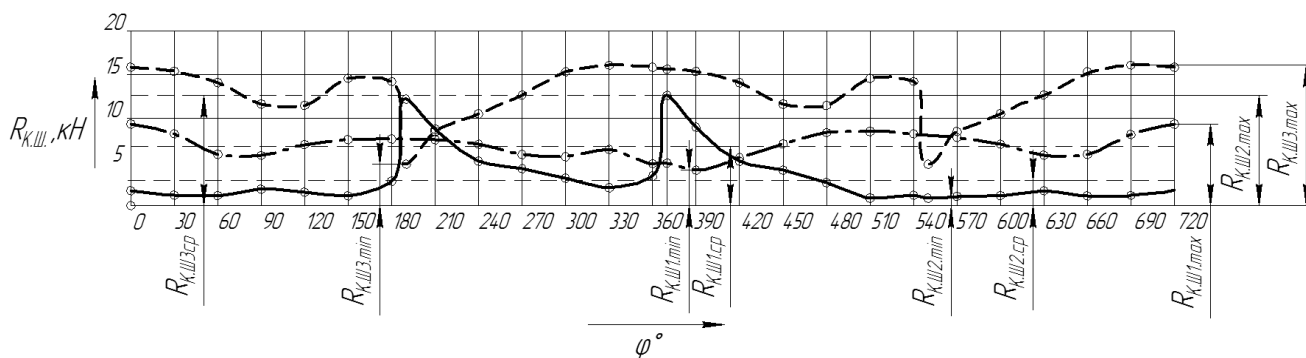
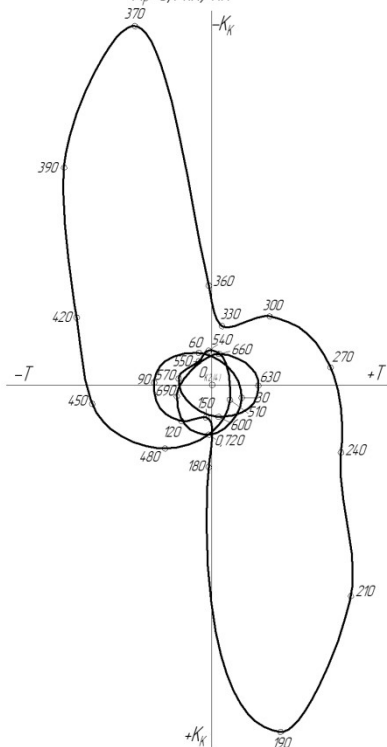
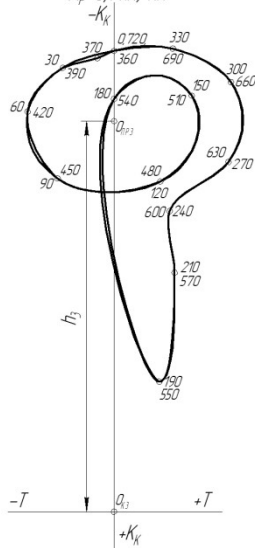


Рисунок 1.24 – Диаграммы нагрузок на коренные шейки

Полярная диаграмма нагрузки на 2(4)-ю коренную шейку
 $M_p = 0,1 \text{ кН/мм}$



Полярная диаграмма нагрузки на 3-ю коренную шейку
 $M_p = 0,1 \text{ кН/мм}$



Полярная диаграмма нагрузки на 1(5)-ю коренную шейку
 $M_p = 0,05 \text{ кН/мм}$

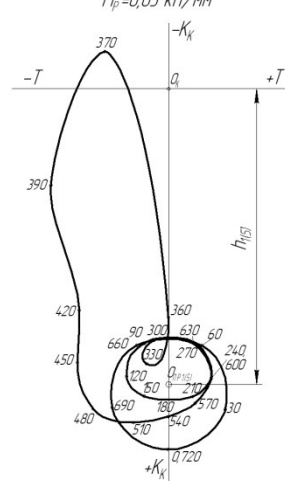


Рисунок 1.25 – Диаграммы нагрузок на коренные шейки

Диаграмма износа 3-ей коренной шейки

$$M_R = 10 \text{ (кН}\cdot\text{м)/мм}$$

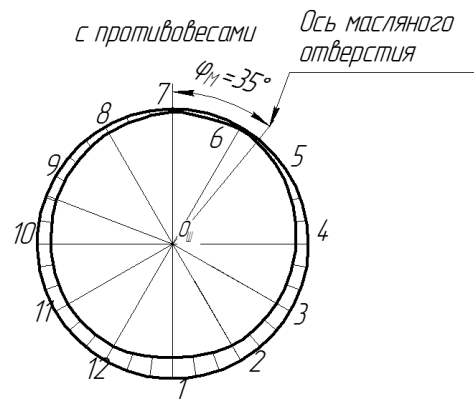
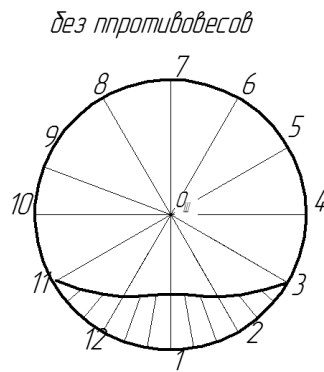


Рисунок 1.26 – Диаграммы нагрузок на коренные шейки

Центробежные силы инерции рассчитываемого двигателя и их моменты полностью уравновешены

$$\Sigma K_R = 0; \quad \Sigma M_R = 0.$$

Силы инерции первого порядка и их моменты также уравновешены

$$\Sigma P_{J1} = 0; \quad \Sigma M_R = 0.$$

Силы инерции второго порядка для всех цилиндров направлены в одну сторону

$$\Sigma P_{J2} = 4P_{I2} = 4m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi. \quad (1.159)$$

Уравновешивание сил инерции второго порядка в рассчитываемом двигателе нецелесообразно, т.к. применение двухвальной системы с противовесами для уравновешивания значительно усложнит конструкцию двигателя.

Моменты от сил инерции второго порядка в связи с зеркальным расположением цилиндров полностью уравновешены.

В целях разгрузки третьей корневой шейки от местных инерционных сил устанавливаем противовесы на продолжение щек, прилегающих к ней. Расположение центра тяжести и величина массы противовесов определяется из следующих соображений:

а) за счет силы инерции противовесов целесообразно переместить полюс O_{K3} полярной диаграммы $R_{KШЗ}$ в центр диаграммы. Следовательно, противовесы должны воздействовать на шейку с силой

$$P_{PP3} = h_3 M_R, \text{ кН}, \quad (1.160)$$

$$P_{PP3} = - 145,6 \times 0,1 = - 14,6 \text{ кН}.$$

б) Противовесы не должны увеличивать габаритов двигателя. Принимаем $r = 30 \text{ мм}$.

в) Так как каждый противовес расположен только на одной щеке колена, для определения силы инерции и массы противовеса определяем размеры кривошипа. Предварительно принимаем $l=94 \text{ мм}$, $l_l=70 \text{ мм}$. Тогда сила инерции одного противовеса

$$P_{PP} = - 0,5 P_{PP3} l / l_l, \text{ кН}, \quad (1.161)$$

$$P_{PP} = - 0,5 \times (- 14,6) \times 0,04 / 0,07 = 10,54 \text{ кН}.$$

г) Масса каждого противовеса

$$m_{PP} = P_{PP} / (r \omega^2), \text{ кг}, \quad (1.162)$$

$$m_{PP} = 10,54 \times 10^3 / (0,02 \times 55^2) = 1,712 \text{ кг}.$$

Строим диаграмму износа третьей коренной шейки после установки противовесов в масштабе $M_R=10 \text{ кН/мм}$. По этой диаграмме определяем направление оси масляного отверстия $j_M = 35^\circ$.

Для уравнивания центробежных сил P_{PP} противовесов, расположенных на продолжении щек, прилегающих к третьей коренной шейке, и для уменьшения нагрузки на 1-ю и 5-ю коренную шейки целесообразно на продолжении щек, прилегающих к 1-й и 5-й шейкам, также установить противовесы $P_{PP1}=P_{PP5}=0,5P_{PP3}$.

Смещение центров полярных диаграмм в связи с установкой противовесов на величину, пропорциональную реакции от противовесов

$$P'_{PP1(5)} = 0,5 P'_{PP3}, \text{ кН}, \quad (1.163)$$

$$P'_{PP1(5)} = - 7,3 \text{ кН}.$$

Равномерность крутящего момента

$$\mu = \frac{M_{KP \max} - M_{KP \min}}{M_{KP \text{ср}}}, \quad (1.164)$$

$$\mu = \frac{534 + 97}{140} = 4,5$$

Избыточная работа крутящего момента

$$L_{ИЗБ} = F'_M M_M M'_\varphi, \text{ Дж}, \quad (1.165)$$

$$M'_\varphi = \frac{4\pi}{i \cdot OA}, \text{ рад/мм},$$

где F'_M - площадь над прямой среднего крутящего момента, мм²;

M'_φ - масштаб угла поворота вала на диаграмме M_{KP} .

$$L_{ИЗБ} = 847 \cdot 11 \cdot 0,0349 = 325 \text{ Дж}$$

$$M'_\varphi = \frac{4 \cdot 3,14}{4 \cdot 90} = 0,0349 \text{ рад/мм}.$$

Равномерность хода двигателя принимаем $\delta = 0,01$.

Момент инерции движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала

$$J_0 = \frac{L_{ИЗБ}}{\delta \omega^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (1.166)$$

$$J_0 = \frac{325}{0,01 \cdot 555^2} = 0,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

1.13 Расчёт основных деталей двигателя на прочность

1.13.1 Расчёт поршня

Конструкцию поршня выбираем согласно прототипу проектируемого двигателя.

Основные размеры поршня принимаем в зависимости от диаметра цилиндра двигателя. Основные конструктивные соотношения поршня приведены в таблице 1.11.

Толщина днища принимается из условий необходимого отвода тепла и обеспечения жёсткости поршня.

Материал поршня – алюминиевый сплав, $\alpha_{\Pi} = 22 \cdot 10^{-6} 1/K$.

Материал гильзы цилиндра – серый чугун, $\alpha_{Ц} = 11 \cdot 10^{-6} 1/K$.

Напряжение сжатия в сечении $x - x$

площадь сечения $x - x$

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} (d_K^2 - d_i^2) - n'_M F', \text{ м}^2, \quad (1.242)$$

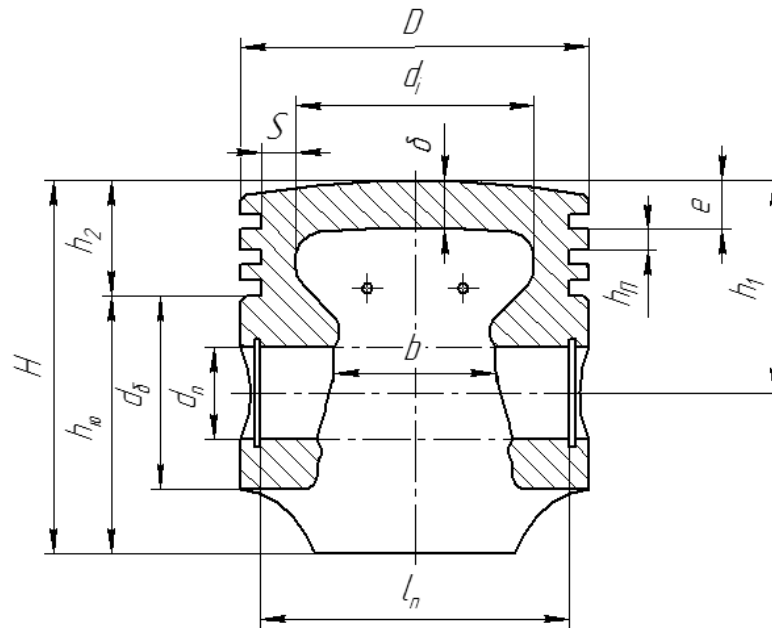


Рисунок 1.27 – Расчётная схема поршня

Таблица 1.11 - Геометрические размеры проектируемого поршня

Наименование элементов поршня	Размеры
Толщина днища δ , мм	0,09D=8
Высота поршня H, мм	1,06D=93
Высота огневого (жарового) пояса, е	0,09D=8
Толщина первой кольцевой перемычки $h_{п1}$, мм	0,05D=4
Высота верхней части поршня h_1 , мм	0,73D=63,5
Высота юбки $h_{ю}$, мм	0,75D=65
Толщина стенки головки поршня S, мм	0,1D=9
Толщина стенки юбки $\delta_{ю}$, мм	4,5
Радиальная толщина кольца	
компрессионного t_k , мм	0,04D=3,5
маслосъёмного t_m , мм	0,038D=3,3
Радиальный зазор кольца в канавке поршня	
компрессионного Δt_k , мм	0,7
маслосъёмного Δt_m , мм	0,9
Высота кольца a , мм	3
Внутренний диаметр поршня d_i , мм	60,6
Число масляных отверстий n_m , мм	8
Диаметр масляного канала d_m , мм	0,5 $a=1,5$
Диаметр бобышки d_b , мм	0,36D=32
Расстояние между торцами бобышек b , мм	0,4D=34,6
Наружный диаметр пальца d_n , мм	0,22D=19
Длина пальца l_n , мм	0,75D=65

где

$$d_k = D - 2(t + \Delta t), \text{ мм}, \quad (1.243)$$

$$d_k = 87 - 2(3,5 + 0,7) = 78,6 \text{ мм}$$

$$d_i = D - 2(s + t + \Delta t), \text{ мм}, \quad (1.244)$$

$$d_i = 87 - 2(9 + 3,5 + 0,7) = 60,6 \text{ мм}$$

$$F' = \frac{d_m(d_k - d_i)}{2}, \text{ мм}^2, \quad (1.245)$$

$$F' = \frac{1,5(78,6 - 60,6)}{2} = 13,5 \text{ мм}^2$$

$$F_{x-x} = \left[\frac{3,14}{4} \cdot (78,6^2 - 60,6^2) - 8 \cdot 13,5 \right] 10^{-6} = 0,0019 \text{ м}^2$$

Максимальная сжимающая сила

$$P_{Z \max} = p_Z F_{II}, \text{ МН}, \quad (1.246)$$

$$P_{Z \max} = 5,84 \cdot 59 \cdot 10^{-4} = 0,034 \text{ МН}$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{CЖ} = \frac{P_{Z \max}}{F_{x-x}}, \text{ МПа}, \quad (1.247)$$

$$\sigma_{CЖ} = \frac{0,034}{0,0019} = 19,5 \text{ МПа}$$

Допустимые напряжения на сжатие для поршней из алюминиевого сплава

$[\sigma_c] = 20 \dots 35 \text{ МПа}$. Условие $\sigma_{CЖ} \leq [\sigma_c]$ выполняется.

Напряжение разрыва в сечении $x - x$

масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения $x - x$

$$m_{x-x} = 0,6 m_{II}, \text{ кг}, \quad (1.248)$$

$$m_{x-x} = 0,6 \cdot 0,59 = 0,35 \text{ кг}$$

максимальная разрывающая сила

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{x.x. \max}^2 (1 + \lambda) =, \text{ МН}, \quad (1.249)$$

$$P_j = 0,35 \cdot 0,0375 \cdot 555^2 \cdot (1 + 0,28) \cdot 10^{-6} = 0,0052 \text{ МН}$$

напряжение разрыва

$$\sigma_P = \frac{P_j}{F_{x-x}}, \text{ МПа}, \quad (1.250)$$

$$\sigma_P = \frac{0,0052}{0,0019} = 2,7 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения на разрыв для поршней из алюминиевого

сплава $[\sigma_p] = 4 \dots 10 \text{ МПа}$. Условие $\sigma_P \leq [\sigma_p]$ выполняется.

Напряжение в верхней кольцевой перемычке

среза

$$\tau = \frac{0,0314 p_Z D}{h_{II}}, \text{ МПа}, \quad (1.251)$$

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot 5,84 \cdot 87}{4} = 3,9 \text{ МПа}$$

изгиба

$$\sigma_{из} = 0,0045 p_z \left[\frac{D}{h_{II}} \right]^2, \text{ МПа}, \quad (1.252)$$

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot 5,84 \cdot \left[\frac{87}{4} \right]^2 = 12,4 \text{ МПа}$$

сложное

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2}, \text{ МПа}, \quad (1.253)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{12,4^2 + 4 \cdot 3,9^2} = 14,6 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения в верхней кольцевой перемычке с учётом тепловых нагрузок для поршней из алюминиевого сплава $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$.

Условие $\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma_{\Sigma}]$ выполняется.

Удельные давления поршня на стенку цилиндра

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{IO} D}, \text{ МПа}, \quad (1.254)$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H D}, \text{ МПа}, \quad (1.255)$$

$$q_1 = \frac{0,00221}{0,065 \cdot 0,087} = 0,37 \text{ МПа};$$

$$q_2 = \frac{0,00221}{0,093 \cdot 0,087} = 0,27 \text{ МПа}.$$

Гарантированная подвижность поршня в цилиндре достигается за счет установления оптимальных диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем при различных тепловых нагрузках, возникающих в процессе работы двигателя.

Диаметры головки и юбки поршня

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}, \text{ мм}, \quad (1.256)$$

$$D_{\text{Ю}} = D - \Delta_{\text{Ю}}, \text{ мм}, \quad (1.257)$$

где

$$\Delta_{\Gamma} = 0,006D, \text{ мм}, \quad (1.258)$$

$$\Delta_{\text{Ю}} = 0,002D, \text{ мм}, \quad (1.259)$$

$$D_{\Gamma} = 87 - 0,52 = 86,48 \text{ мм}$$

$$D_{\text{Ю}} = 87 - 0,17 = 86,83 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\Gamma} = 0,006 \cdot 87 = 0,52 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\text{Ю}} = 0,002 \cdot 87 = 0,17 \text{ мм}$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии

$$\Delta'_{\Gamma} = D [1 + \alpha_{\text{ц}} (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} [1 + \alpha_{\text{п}} (T_{\Gamma} - T_0)], \text{ мм}, \quad (1.260)$$

$$\Delta'_{\text{Ю}} = D [1 + \alpha_{\text{ц}} (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{Ю}} [1 + \alpha_{\text{п}} (T_{\text{Ю}} - T_0)], \text{ мм}, \quad (1.261)$$

где $T_{\text{ц}}=383\text{К}$, $T_{\Gamma}=593\text{К}$, $T_{\text{Ю}}=413\text{К}$ приняты с учетом жидкостного охлаждения двигателя

$$\Delta'_{\Gamma} = 87 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} (383 - 293)] - 86,48 [1 + 22 \cdot 10^{-6} (593 - 293)] = 0,05 \text{ мм},$$

$$\Delta'_{\text{Ю}} = 87 [1 + 11 \cdot 10^{-6} (383 - 293)] - 86,83 [1 + 22 \cdot 10^{-6} (413 - 293)] = 0,04 \text{ мм}.$$

Вывод

Полученные значения $\Delta_{\text{ц}_1}$ и $\Delta_{\text{ю}_1}$ входят в диапазон $\Delta_{\text{ц}_1} = (0,002 - 0,0025) D$; $\Delta_{\text{ю}_1} = (0,0005 - 0,0015) D$ по [11, с. 262], что соответствует нормальной работе поршня.

1.13.2 Расчет поршневых колец.

Принимаем материал кольца - серый чугун, $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Среднее давление кольца на стенку цилиндра

$$p_{\text{ср}} = 0,152 E \frac{A_0/t}{\left[\frac{D}{t} - 1 \right]^3 \frac{D}{t}}, \text{ МПа}, \quad (1.262)$$

где

$$A_0 = 3t, \text{ мм}, \quad (1.263)$$

$$A_0 = 3 \cdot 3,5 = 10,5 \text{ мм}$$

$$p_{CP} = 0,152 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \frac{10,5/3,5}{\left[\frac{87}{3,5} - 1 \right] \frac{87}{3,5}} = 0,135 \text{ МПа}$$

Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности

$$p = p_{CP} \mu_{\Sigma} \quad (1.264)$$

Результаты расчета p для различных углов ψ приведены в таблице 1.12.

Таблица 1.12 – Расчет давлений кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности

ψ	0	30	60	90	120	150	180
μ_{Σ}	1,05	1,04	1,02	1,00	1,02	1,27	1,50
$p, \text{МПа}$	0,142	0,14	0,138	0,135	0,138	0,171	0,203

По этим данным построена грушевидная эпюра давлений кольца на стенку цилиндра (рисунок 1.28).

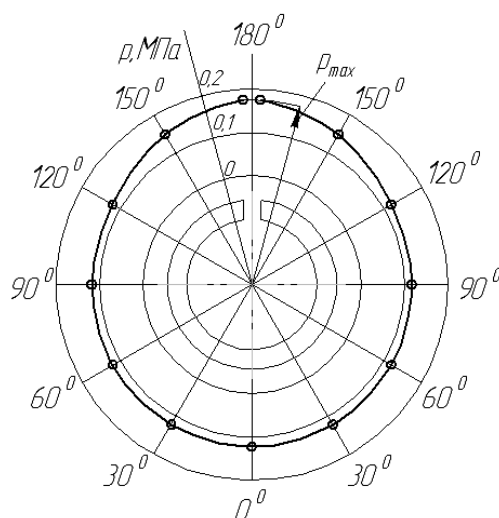


Рисунок 1.28 – Грушевидная эпюра давлений компрессорного кольца на стенку цилиндра

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1} = 2,61 p_{CP} \left[\frac{D}{t} - 1 \right]^2, \text{ МПа}, \quad (1.265)$$

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot 0,135 \cdot \left[\frac{87}{3,5} - 1 \right]^2 = 201 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4E \left[1 - 0,114 \frac{A_0}{t} \right]}{m \left[\frac{D}{t} - 1,4 \frac{D}{t} \right]}, \text{ МПа,} \quad (1.266)$$

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \left[1 - 0,114 \frac{10,5}{3,5} \right]}{1,57 \cdot \left[\frac{87}{3,5} - 1,4 \frac{87}{3,5} \right]} = 288 \text{ МПа}$$

Монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_K = \Delta'_K + \pi D (\alpha_K (T_K - T_0) - \alpha_C (T_C - T_0)), \quad (1.267)$$

где $\Delta'_K = 0,08 \text{ мм}$; $T_K = 493 \text{ К}$; $T_C = 383 \text{ К}$; $T_0 = 293 \text{ К}$ - для жидкостного охлаждения.

$$\Delta_K = 0,08 + 3,14 \cdot 87 \cdot (11 \cdot 10^{-6} \cdot (493 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (383 - 293)) = 0,52 \text{ мм.}$$

Вывод

Полученные в результате расчёта значения напряжений изгиба $\sigma_{из1}$ и $\sigma_{из2}$ входят в диапазон $\sigma_{из} = 220 - 450 \text{ МПа}$ по [11, с. 270], что соответствует нормальной работе поршневых колец.

1.13.3 Расчет поршневого пальца

Принимаем материал поршневого пальца – сталь 12ХН3А,
 $E = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Палец плавающего типа.

Расчетная сила, действующая на поршневой палец:

- газовая

$$P_{Z \max} = p_Z F_{II}, \text{ МН,} \quad (1.268)$$

$$P_{Z \max} = 5,84 \cdot 59 \cdot 10^{-4} = 0,034 \text{ МН}$$

- инерционная

$$P_j = - m_{II} \omega^2 R (1 + \lambda) =, \text{ МН,} \quad (1.269)$$

$$P_j = - 0,59 \cdot 555^2 \cdot 0,0375 \cdot (1 + 0,28) = - 0,0087 \text{ МН}$$

- расчетная

$$P = P_{Z_{\max}} + kP_j, \text{ МН}, \quad (1.270)$$

$$P = 0,034 + 0,82 \cdot (-0,0087) = 0,027 \text{ МН}$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_m = \frac{P}{d_{II} l_{III}}, \text{ МПа}, \quad (1.271)$$

$$q_m = \frac{0,027}{0,019 \cdot 0,030} = 48 \text{ МПа}$$

Удельное давление пальца на бобышки

$$q_b = \frac{P}{d_{II} (l_{II} - b)}, \text{ МПа}, \quad (1.272)$$

$$q_b = \frac{0,027}{0,019 \cdot (0,065 - 0,0346)} = 47 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{из} = \frac{P(l_{II} + 2b - 1,5l_{III})}{1,2d_{II}^3(1 - \alpha^4)} =, \text{ МПа}, \quad (1.273)$$

$$\alpha = \frac{d_B}{d_{II}} = \frac{12}{19} = 0,65$$

где

$$\sigma_{из} = \frac{0,027 \cdot (0,065 + 2 \cdot 0,0346 - 1,5 \cdot 0,030)}{1,2 \cdot 0,019^3 \cdot (1 - 0,65^4)} = 356 \text{ МПа}$$

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

$$\tau = \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{II}^2(1 - \alpha^4)}, \text{ МПа}, \quad (1.274)$$

$$\tau = \frac{0,85 \cdot 0,027 \cdot (1 + 0,65 + 0,65^2)}{0,019^2 \cdot (1 - 0,65^4)} = 160 \text{ МПа}$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

$$\Delta d_{II \max} = \frac{1,35P}{El_{II}} \left[\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right]^3 (0,1 - (\alpha - 0,4)^3), \quad (1.275)$$

$$\Delta d_{II \max} = \frac{1,35 \cdot 0,027}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 0,065} \cdot \left[\frac{1 + 0,65}{1 - 0,65} \right]^3 (0,1 - (0,65 - 0,4)^3) \cdot 10^3 = 0,023 \text{ мм}.$$

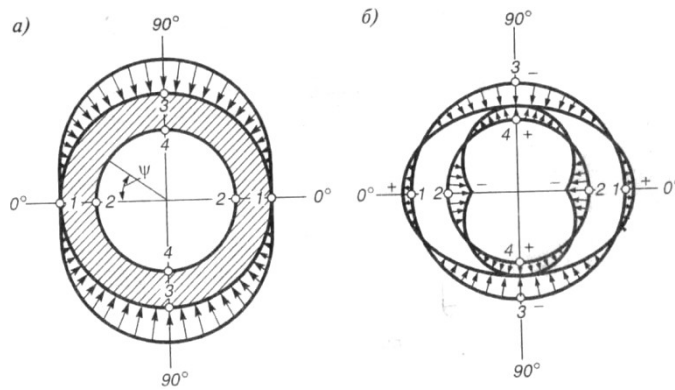


Рисунок 1.29 – Расчетная схема поршневого пальца

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости (точки 1, $\psi = 0^0$)

$$\sigma_{\alpha 0^0} = \frac{15P}{d_{II}l_{II}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] (0,1 - (\alpha - 0,4)^3), \quad (1.276)$$

$$\sigma_{\alpha 0^0} = \frac{15 \cdot 0,027}{0,019 \cdot 0,065} \left[0,19 \frac{(2+0,65)(1+0,65)}{(1-0,65)^2} - \frac{1}{1-0,65} \right] (0,1 - (0,65 - 0,4)^3) = 109 \text{ МПа.}$$

- в вертикальной плоскости (точки 3, $\psi = 90^0$)

$$\sigma_{\alpha 90^0} = - \frac{15P}{d_{II}l_{II}} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] (0,1 - (\alpha - 0,4)^3), \quad (1.277)$$

$$\sigma_{\alpha 90^0} = - \frac{15 \cdot 0,027}{0,019 \cdot 0,065} \left[0,174 \frac{(2+0,65)(1+0,65)}{(1-0,65)^2} + \frac{0,636}{1-0,65} \right] (0,1 - (0,65 - 0,4)^3) = - 222 \text{ МПа.}$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости (точки 2, $\psi = 0^0$)

$$\sigma_{i0^0} = - \frac{15P}{d_{II}l_{II}} \left[0,19 \frac{(1+\alpha)(1+2\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] (0,1 - (\alpha - 0,4)^3), \text{ МПа,} \quad (1.278)$$

$$\sigma_{i0^0} = - \frac{15 \cdot 0,027}{0,019 \cdot 0,065} \left[0,19 \frac{(1+0,65)(1+2 \cdot 0,65)}{(1-0,65)^2 \cdot 0,65} + \frac{1}{1-0,65} \right] (0,1 - (0,65 - 0,4)^3) = - 330 \text{ МПа.}$$

- в вертикальной плоскости (точки 4, $\psi = 90^0$)

$$\sigma_{i90^0} = \frac{15P}{d_{II}l_{II}} \left[0,174 \frac{(1+\alpha)(1+2\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] (0,1 - (\alpha - 0,4)^3), \text{ МПа,} \quad (1.279)$$

$$\sigma_{i90^0} = \frac{15 \cdot 0,027}{0,019 \cdot 0,065} \left[0,174 \frac{(1+0,65)(1+2 \cdot 0,65)}{(1-0,65)^2 \cdot 0,65} - \frac{0,636}{1-0,65} \right] (0,1 - (0,65 - 0,4)^3) = 179 \text{ МПа.}$$

Вывод

При выбранных размерах поршня, пальца и поршневых колец напряжения, возникающие от силы давления газов и сил инерции, при работе двигателя не превышают допустимых значений.

1.13.4 Расчет шатунной группы

При работе двигателя шатун подвергается воздействию переменных по направлению сил. Поэтому, при расчёте шатунов автомобильных двигателей применяют расчёты на усталостную прочность.

Значения основных конструктивных параметров шатуна разрабатываемого двигателя приведены в таблице 1.13.

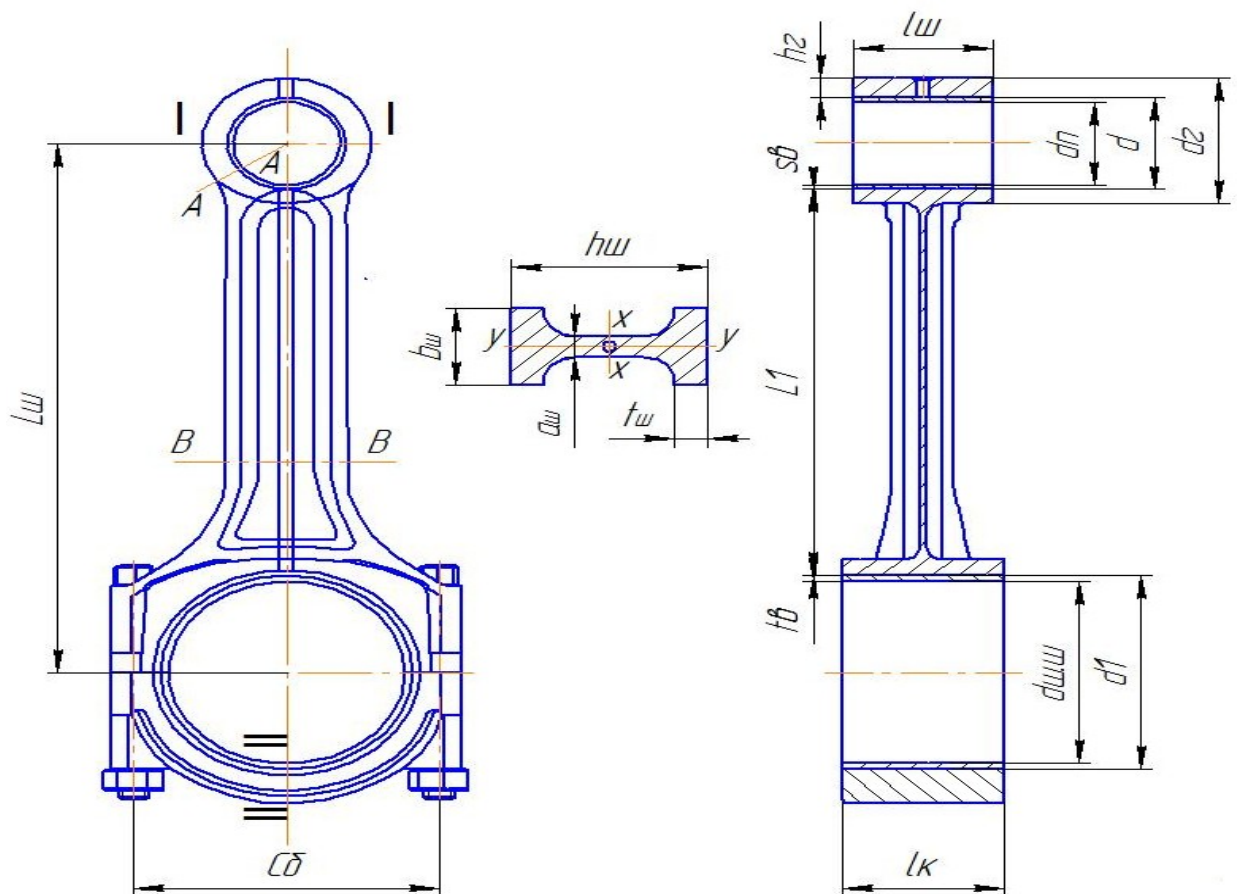


Рисунок 1.30 – Расчётная схема шатунной группы

Таблица 1.13 - Геометрические размеры головки шатуна

Наименование размера	Величина, мм
Внутренний диаметр поршневой головки d	$1,25d_{\pi}=24$
Наружный диаметр поршневой головки d_{Γ}	$1,65 d_{\pi}=32$
Радиальная толщина стенки головки h_{Γ}	$(d_{\Gamma}-d)/2=(32-24)/2=4$
Радиальная толщина стенки втулки s_B	$(d - d_{\Pi})/2 =(24 - 19)/2 =2,5$

Материал шатуна – сталь 40X, $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_{\Gamma} = 1 \cdot 10^{-5} 1/K$.

Материал втулки – бронза, $E_B = 1,15 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_B = 1,8 \cdot 10^{-5} 1/K$.

По справочнику для стали 40X:

- предел прочности $\sigma_B = 980$ МПа;

- пределы усталости при изгибе $\sigma_{-1} = 350$ МПа; и растяжении-сжатии $\sigma_{-1P} = 300$ МПа;

- предел текучести $\sigma_T = 800$ МПа;

- коэффициенты приведения цикла при изгибе $\alpha_{\sigma} = 0,21$ и при растяжении-сжатии $\alpha_{\sigma} = 0,17$.

При изгибе

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T}; \quad (1.280)$$

$$\beta_{\sigma} = \frac{350}{800} = 0,438;$$

$$\frac{(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = \frac{0,438 - 0,21}{1 - 0,438} = 0,406$$

При растяжении-сжатии

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_T};$$

$$\beta_{\sigma} = \frac{300}{800} = 0,375;$$

$$\frac{(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = \frac{0,375 - 0,17}{1 - 0,375} = 0,328$$

Расчет сечения I-I (рисунок 1.30).

Максимальное напряжение пульсирующего цикла

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{\Pi} + m_{B.\Gamma}) \omega_{K.X.\max}^2 R(1 + \lambda) 10^{-6}}{2h_{\Gamma} l_{III}}, \text{ МПа}, \quad (1.281)$$

где $m_{B.\Gamma.} = 0,08m_{III} = 0,08 \cdot 0,89 = 0,071$ кг – масса части головки выше сечения I-I.

$$\sigma_{\max} = \frac{(0,59 + 0,071) \cdot 555^2 \cdot 0,0375(1 + 0,28) 10^{-6}}{2 \cdot 0,004 \cdot 0,030} = 41 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение и амплитуда напряжений

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \frac{\sigma_{\max}}{2}, \text{ МПа} \quad (1.282)$$

$$\sigma_{aK0} = \frac{\sigma_{a0} k_{\sigma}}{\varepsilon_M \varepsilon_{\Pi}}, \text{ МПа} \quad (1.283)$$

где

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_B - 400), \quad (1.284)$$

$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (980 - 400) = 1,3$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений (головка не имеет резких переходов);

$\varepsilon_M = 0,77$ - масштабный коэффициент;

$\varepsilon_{\Pi} = 0,72$ - коэффициент поверхностной чувствительности.

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \frac{41}{2} = 20,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{aK0} = \frac{20,5 \cdot 1,3}{0,77 \cdot 0,72} = 48 \text{ МПа}$$

Так как

$$\frac{\sigma_{aK0}}{\sigma_{m0}} = \frac{48}{20,5} = 2,3 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,328, \quad (1.285)$$

то запас прочности в сечении I-I определяем по пределу усталости:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{aK0} + \alpha_{\sigma} \sigma_{m0}}, \quad (1.286)$$

$$n_{\sigma} = \frac{300}{48 + 0,7 \cdot 20,5} = 5.$$

Напряжения от запрессованной втулки:

- суммарный натяг

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t, \quad (1.287)$$

где $\Delta = 0,04$ мм - натяг посадки бронзовой втулки;

$$\Delta_t = d(\alpha_B - \alpha_T) \Delta T, \text{ мм}, \quad (1.288)$$

где $\Delta T = 110$ К - средняя температура подогрева головки и втулки;

$$\Delta_t = 24(1,8 - 1,0) \cdot 10^{-5} \cdot 110 = 0,021 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\Sigma} = 0,040 + 0,021 = 0,061 \text{ мм}$$

- удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \left[\frac{(d_G^2 + d^2)/(d_G^2 - d^2) + \mu}{E_{III}} + \frac{(d_{II}^2 + d^2)/(d^2 - d_{II}^2) - \mu}{E_B} \right]}, \text{ МПа}, \quad (1.289)$$

где $\mu = 0,3$ - коэффициент Пуассона.

$$p = \frac{0,061}{24 \left[\frac{(32^2 + 24^2)/(32^2 - 24^2) + 0,3}{2,2 \cdot 10^5} + \frac{(19^2 + 24^2)/(24^2 - 19^2) - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = 48 \text{ МПа}.$$

напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки

$$\sigma'_a = \frac{2pd^2}{d_G^2 - d^2}, \text{ МПа}, \quad (1.290)$$

$$\sigma'_a = \frac{2 \cdot 48 \cdot 24^2}{32^2 - 24^2} = 123 \text{ МПа}.$$

напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки

$$\sigma'_i = \frac{p(d_G^2 + d^2)}{d_G^2 - d^2}, \text{ МПа}, \quad (1.291)$$

$$\sigma'_i = \frac{48 \cdot (32^2 + 24^2)}{32^2 - 24^2} = 172 \text{ МПа}$$

Расчет на изгиб сечения А-А (рисунок 1.28).

максимальная сила, растягивающая головку на режиме $n = n_N$

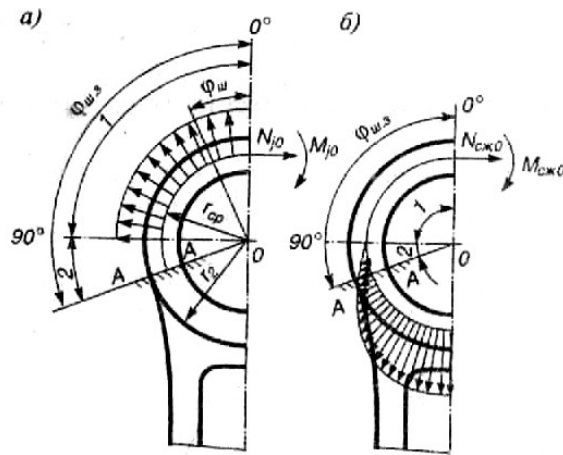


Рисунок 1.31 – Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна:
а – при растяжении; б – при сжатии

$$P_{j\Pi} = -m_{\Pi} R \omega^2 (1 + \lambda), \text{ Н}, \quad (1.292)$$

$$P_{j\Pi} = -0,59 \cdot 0,0375 \cdot 555^2 \cdot (1 + 0,28) = -8723 \text{ Н}$$

нормальная сила и изгибающий момент в сечении 0-0

$$N_{j0} = -P_{j\Pi} (0,572 - 0,0008 \varphi_{\text{ш.з.}}), \text{ Н}, \quad (1.293)$$

$$N_{j0} = -(-8723) \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 110) = 4222 \text{ Н}$$

$$M_{j0} = -P_{j\Pi} r_{CP} (0,00033 \varphi_{\text{ш.з.}} - 0,0297), \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.294)$$

где $\varphi_{\text{ш.з.}} = 110^\circ$ - угол заделки;

$$r_{CP} = \frac{d_{\Gamma} + d}{4}, \text{ мм},$$

$$r_{CP} = \frac{32 + 24}{4} = 28 \text{ мм}$$

$$M_{j0} = -(-8723) \cdot 0,028 \cdot (0,00033 \cdot 110 - 0,0297) = 1,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от
растягивающей силы

$$N_{j\varphi\text{ш.з.}} = N_{j0} \cos \varphi_{\text{ш.з.}} - 0,5 P_{j\Pi} (\sin \varphi_{\text{ш.з.}} - \cos \varphi_{\text{ш.з.}}), \text{ Н}, \quad (1.295)$$

$$N_{j\varphi\text{ш.з.}} = 4222 \cdot \cos 110^\circ - 0,5 \cdot (-8723) \cdot (\sin 110^\circ - \cos 110^\circ) = 4146 \text{ Н}.$$

$$M_{j\varphi\text{ш.з.}} = M_{j0} + N_{j0} r_{CP} (1 - \cos \varphi_{\text{ш.з.}}) + 0,5 P_{j\Pi} r_{CP} (\sin \varphi_{\text{ш.з.}} - \cos \varphi_{\text{ш.з.}}), \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.296)$$

$$M_{j\varphi\text{ш.з.}} = 1,6 + 4222 \cdot 0,028 \cdot (1 - \cos 110^\circ) + 0,5 \cdot (-8723) \cdot 0,028 \cdot (\sin 110^\circ - \cos 110^\circ) = 3,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы

$$\sigma_{aj} = 2M_{j\varphi_{III.3.}} \cdot \frac{6r_{CP} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma}(2r_{CP} + h_{\Gamma})} + KN_{j\varphi_{III.3.}} \cdot \frac{10^{-6}}{l_{III}h_{\Gamma}}, \text{ МПа,} \quad (1.297)$$

где

$$K = \frac{E_{III}F_{\Gamma}}{E_{III}F_{\Gamma} + E_B F_B}, \quad (1.298)$$

$$F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) l_{III}, \text{ мм}^2,$$

$$F_B = (d - d_{II}) l_{III}, \text{ мм}^2,$$

$$F_{\Gamma} = (32 - 24) \cdot 30 = 240 \text{ мм}^2;$$

$$F_B = (24 - 19) \cdot 30 = 150 \text{ мм}^2;$$

$$K = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 240}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 240 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 150} = 0,827;$$

$$\sigma_{aj} = 2 \cdot 3,7 \cdot \frac{6 \cdot 0,028 + 0,004}{0,004 \cdot (2 \cdot 0,028 + 0,004)} + 0,827 \cdot 4146 \cdot \frac{10^{-6}}{0,030 \cdot 0,004} = 73 \text{ МПа.}$$

суммарная сила, сжимающая головку

$$P_{CЖ} = (p_{зд} - p_0) F_{II} - m_{II} R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \text{ Н,} \quad (1.299)$$

$$P_{CЖ} = (0,85 \cdot 5,84 - 0,1) \cdot 0,0059 \cdot 10^6 - 0,59 \cdot 0,0375 \cdot 555^2 \times \\ \times (\cos 370^\circ + 0,28 \cdot \cos(2 \cdot 370^\circ)) = 20193 \text{ Н.}$$

нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от сжимающей силы

$$N_{CЖ\varphi_{III.3.}} = P_{CЖ} \left[\frac{N_{CЖ0}}{P_{CЖ}} + \frac{\sin \varphi_{III.3.}}{2} - \frac{\varphi_{III.3.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{III.3.} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{III.3.} \right], \text{ Н,} \quad (1.300)$$

$$M_{CЖ\varphi_{III.3.}} = P_{CЖ} r_{CP} \left[\frac{M_{CЖ0}}{P_{CЖ} r_{CP}} + \frac{N_{CЖ0}}{P_{CЖ}} (1 - \cos \varphi_{III.3.}) - \frac{\sin \varphi_{III.3.}}{2} - \frac{\varphi_{III.3.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{III.3.} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{III.3.} \right], \text{ Н} \cdot \text{м,} \quad (1.301)$$

$$\frac{N_{CЖ0}}{P_{CЖ}} = 0,0009; \quad \frac{M_{CЖ0}}{P_{CЖ} r_{CP}} = 0,00025;$$

где

$$f(\varphi_{ш.з.}) = \frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{ш.з.} = 0,0047;$$

$$f(\varphi_{ш.з.}) = 1 - \cos \varphi_{ш.з.} = 1,342 - \text{справочные данные.}$$

$$N_{сж\varphi_{ш.з.}} = 20193 \cdot (0,0009 + 0,0047) = 113 \text{ Н.}$$

$$M_{сж\varphi_{ш.з.}} = 20193 \cdot 0,028 \cdot (0,00025 + 0,0009 \cdot 1,342 - 0,0047) = -1,8 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы

$$\sigma_{aсж} = \left[2M_{сж\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6r_{ср} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma}(2r_{ср} + h_{\Gamma})} + KN_{сж\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш}h_{\Gamma}}, \text{ МПа,} \quad (1.302)$$

$$\sigma_{aсж} = \left[2 \cdot (-1,8) \cdot \frac{6 \cdot 0,028 + 0,004}{0,004(2 \cdot 0,028 + 0,004)} + 0,827 \cdot 113 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,030 \cdot 0,004} = -20,7 \text{ МПа.}$$

максимальное и минимальное напряжения асимметричного цикла

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj}, \text{ МПа,} \quad (1.303)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{aсж}, \text{ МПа,} \quad (1.304)$$

$$\sigma_{\max} = 123 + 73 = 196 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\min} = 123 - 20,7 = 102 \text{ МПа}$$

среднее напряжение и амплитуда напряжений

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа,} \quad (1.305)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа,} \quad (1.306)$$

$$\sigma_{ak} = \frac{\sigma_a k_{\sigma}}{\varepsilon_M \varepsilon_{II}}, \text{ МПа,} \quad (1.307)$$

$$\sigma_m = \frac{196 + 102}{2} = 149 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{196 - 102}{2} = 47 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ak} = \frac{47 \cdot 1,3}{0,77 \cdot 0,72} = 110 \text{ МПа}$$

Так как

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{110}{149} = 0,74 > \frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = 0,328$$

то запас прочности в сечении А-А определяем по пределу усталости:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ak} + \alpha_\sigma \sigma_m}, \quad (1.308)$$

$$n_\sigma = \frac{350}{110 + 0,21 \cdot 149} = 2,5$$

Вывод

При выбранных размерах поршневой головки шатуна, напряжения, возникающие от силы давления газов, а также предел прочности при работе двигателя не превышают допустимых значений.

Расчет кривошипной головки шатуна.

Основные конструктивные размеры кривошипной головки шатуна сводим в таблицу 1.14.

Таблица 1.14 - Основные конструктивные размеры кривошипной головки шатуна

Наименование размера	Величина, мм
Диаметр шатунной шейки, $d_{ш.ш.}$	0,6D=52
Толщина стенки вкладыша, t_B	$0,05d_{ш.ш.} = 3$
Расстояние между шатунными болтами, C_δ	$1,3d_{ш.ш.} = 68$
Длина кривошипной головки, l_K	$0,7d_{ш.ш.} = 36$

Максимальная сила инерции

$$P_{jp} = -\omega_{x.x.\max}^2 R \left[(m_{II} + m_{ш.п.})(1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр}) \right] \cdot 10^{-6}, \text{ МН}, \quad (1.309)$$

где $m_{кр} = 0,25m_{ш} = 0,25 \cdot 0,89 = 0,223 \text{ кг}$.

$$P_{jp} = -555^2 \cdot 0,0375 \cdot \left[(0,59 + 0,25) \cdot (1 + 0,28) + (0,65 - 0,223) \right] \cdot 10^{-6} = -0,017 \text{ МН}.$$

Момент сопротивления расчетного сечения

$$W_{из} = \frac{l_K (0,5C_B - r_1)^2}{6}, \text{ м}^3, \quad (1.310)$$

где r_1 - внутренний радиус кривошипной головки шатуна.

$$r_1 = 0,5(d_{ш.ш.} + 2t_B), \text{ мм}, \quad (1.311)$$

$$r_1 = 0,5(52 + 2 \cdot 3) = 29 \text{ мм}$$

$$W_{из} = \frac{36(0,5 \cdot 68 - 29)^2 \cdot 10^{-6}}{6} = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$$

Моменты инерции вкладыша и крышки

$$J_B = l_K t_B^3, \text{ м}^4, \quad (1.312)$$

$$J = l_K (0,5C_B - r_1)^3, \text{ м}^4, \quad (1.313)$$

$$J_B = 36 \cdot 3^3 \cdot 10^{-12} = 97,2 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4$$

$$J = 36 \cdot (0,5 \cdot 68 - 29)^3 \cdot 10^{-12} = 4500 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{из} = P_{jp} \frac{0,023C_B}{1 + \frac{J_B}{J} W_{из}} + \frac{0,4}{F_\Gamma}, \quad (1.314)$$

где

$$F_\Gamma = 0,5l_K (C_B - d_{ш.ш.}), \text{ м}^2,$$

$$F_\Gamma = 0,5 \cdot 36 \cdot (68 - 52) \cdot 10^{-6} = 0,0003 \text{ м}^2,$$

$$\sigma_{из} = 0,017 \cdot \frac{0,023 \cdot 0,068}{1 + \frac{97,2 \cdot 10^{-11}}{4500 \cdot 10^{-11}} \cdot 1,5 \cdot 10^{-4}} + \frac{0,4}{0,0003} = 23 \text{ МПа}.$$

Вывод

Полученное значение напряжения изгиба в сечении II-II (см. рис. 1.28) не превышает допустимые пределы $\sigma_{из} = 100 \dots 300 \text{ МПа}$, что соответствует нормальной работе кривошипной головки шатуна.

Расчет стержня шатуна

Основные конструктивные размеры стержня шатуна принимаем по справочным рекомендациям.

$$h_{III \min} = (0,5 - 0,55) d_{\Gamma}, \text{ мм};$$

$$h_{III} = (1,2 - 1,4) h_{III \min}, \text{ мм};$$

$$b_{III} = (0,50 - 0,60) l_{III}, \text{ мм};$$

$$a_{III} = t_{III} = (4,0 - 7,5) \text{ мм}.$$

Принимаем:

$$h_{III \min} = (0,5 - 0,55) 32 = 18 \text{ мм},$$

$$h_{III} = (1,2 - 1,4) 18 = 26 \text{ мм},$$

$$b_{III} = (0,50 - 0,60) 30 = 18 \text{ мм},$$

$$a_{III} = t_{III} = 5 \text{ мм}.$$

Площадь и моменты инерции расчетного сечения *B-B*

$$F_{CP} = h_{III} b_{III} - (b_{III} - a_{III})(h_{III} - 2t_{III}), \text{ м}^2, \quad (1.315)$$

$$J_x = (b_{III} h_{III}^3 - (b_{III} - a_{III})(h_{III} - 2t_{III})^3) / 12, \text{ м}^4, \quad (1.316)$$

$$J_y = (h_{III} b_{III}^3 - (b_{III} - a_{III})^3 (h_{III} - 2t_{III})) / 12, \text{ м}^4, \quad (1.317)$$

$$F_{CP} = 26 \cdot 18 - (18 - 5)(26 - 2 \cdot 5) = 260 \text{ мм}^2 = 26 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2;$$

$$J_x = (18 \cdot 26^3 - (18 - 5)(26 - 2 \cdot 5)^3) / 12 = 22 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4;$$

$$J_y = (26 \cdot 18^3 - (18 - 5)^3 (26 - 2 \cdot 5)) / 12 = 10 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Максимальные напряжения от сжимающей силы:

в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x P_{CЖ}}{F_{CP}}, \text{ МПа}, \quad (1.318)$$

где

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{III}} \cdot \frac{L_{III}^2}{J_x} F_{CP}, \quad (1.319)$$

$$\sigma_e = \sigma_B = 980 \text{ МПа},$$

$$K_x = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{134^2}{22000} \cdot 260 = 1,096;$$

$$\sigma_{\max x} = \frac{1,096 \cdot 0,020}{26 \cdot 10^{-5}} = 84 \text{ МПа}$$

в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y P_{CЖ}}{F_{CP}}, \text{ МПа,} \quad (1.320)$$

где

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{III}} \cdot \frac{L_1^2}{4J_y} F_{CP}, \quad (1.321)$$

$$L_1 = L_{III} - \frac{d + d_1}{2}, \text{ мм,} \quad (1.322)$$

$$L_1 = 134 - \frac{24 + 58}{2} = 93 \text{ мм}$$

$$K_y = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{93^2}{4 \cdot 10000} \cdot 260 = 1,025$$

$$\sigma_{\max y} = \frac{1,025 \cdot 0,020}{26 \cdot 10^{-5}} = 79 \text{ МПа}$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{\min} = \frac{P_P}{F_{CP}}, \text{ МПа,} \quad (1.323)$$

$$\sigma_{\min} = - \frac{0,0017}{26 \cdot 10^{-5}} = - 7 \text{ МПа}$$

Средние напряжения и амплитуды цикла

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа,} \quad (1.324)$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа,} \quad (1.325)$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа,} \quad (1.326)$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа,} \quad (1.327)$$

$$\sigma_{akx} = \frac{\sigma_{ax} k_{\sigma}}{\varepsilon_M \varepsilon_{II}}, \text{ МПа,} \quad (1.328)$$

$$\sigma_{aky} = \frac{\sigma_{ay} k_{\sigma}}{\varepsilon_M \varepsilon_{II}}, \text{ МПа,} \quad (1.329)$$

где $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_B - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (980 - 400) = 1,3$,

$\varepsilon_M = 0,8$ – для максимального размера сечения стержня шатуна 36мм,

$\varepsilon_{II} = 1,3$ – с учетом поверхностного упрочнения стержня шатуна обдувкой дробью.

$$\sigma_{mx} = \frac{84 - 7}{2} = 39 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{79 - 7}{2} = 36 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{84 + 7}{2} = 46 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{79 + 7}{2} = 43 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{akx} = \frac{46 \cdot 1,3}{0,8 \cdot 1,3} = 58 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{aky} = \frac{43 \cdot 1,3}{0,8 \cdot 1,3} = 54 \text{ МПа}$$

Так как

$$\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{58}{39} = 1,487 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,328$$

и

$$\frac{\sigma_{aky}}{\sigma_{my}} = \frac{54}{36} = 1,5 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,328,$$

то запасы прочности в сечении В-В определяем по пределу усталости;

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \sigma_{mx}}, \quad (1.330)$$

$$n_{\sigma x} = \frac{300}{58 + 0,17 \cdot 39} = 4,6$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \sigma_{my}}, \quad (1.331)$$

$$n_{\sigma y} = \frac{300}{54 + 0,17 \cdot 36} = 5,0$$

Вывод

При выбранных размерах нижней и верхней головок шатуна, размерах сечения стержня шатуна, напряжения, возникающие от силы давления газов и сил инерции, при работе двигателя, не превышают допустимых значений.

1.13.5 Расчёт коренной шейки коленчатого вала

На основании данных динамического расчёта имеем: коленчатый вал полноопорный (рисунок 1.32) с симметричными коленами, но с асимметричным расположением противовесов.

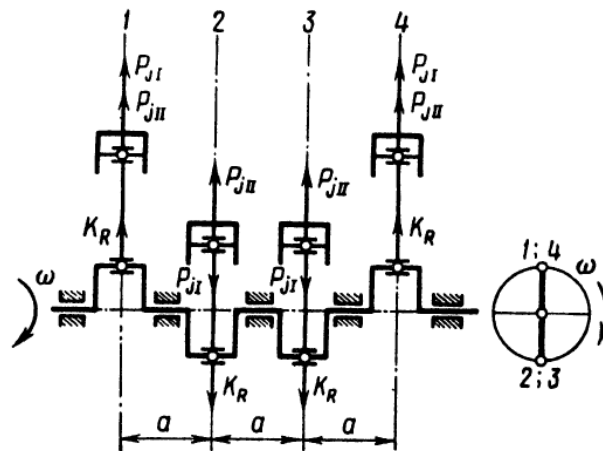


Рисунок 1.32 – Схема коленчатого вала

Сила инерции противовеса, расположенного на продолжении щеки

$$P_{\text{пп}} = m_{\text{пп}} \rho \omega^2, \text{ кН.} \quad (1.332)$$

$$P_{\text{пп}} = 1,712 \cdot 0,02 \cdot 555^2 = 10,6 \text{ кН.}$$

Реакция на левой опоре от противовеса

$$P'_{\text{пп}} = -0,5 R_{\text{кш}}, \text{ кН.} \quad (1.333)$$

$$P'_{\text{пп}} = -0,5 \cdot 12,6 = -6,3 \text{ кН.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс

$$K_R = -m_R R \omega^2, \text{ кН} \quad (1.334)$$

$$K_R = -1,48 \cdot 0,0375 \cdot 555^2 \cdot 10^{-3} = -17,1 \text{ кН}$$

Радиус кривошипа $R = 37,5 \text{ мм.}$

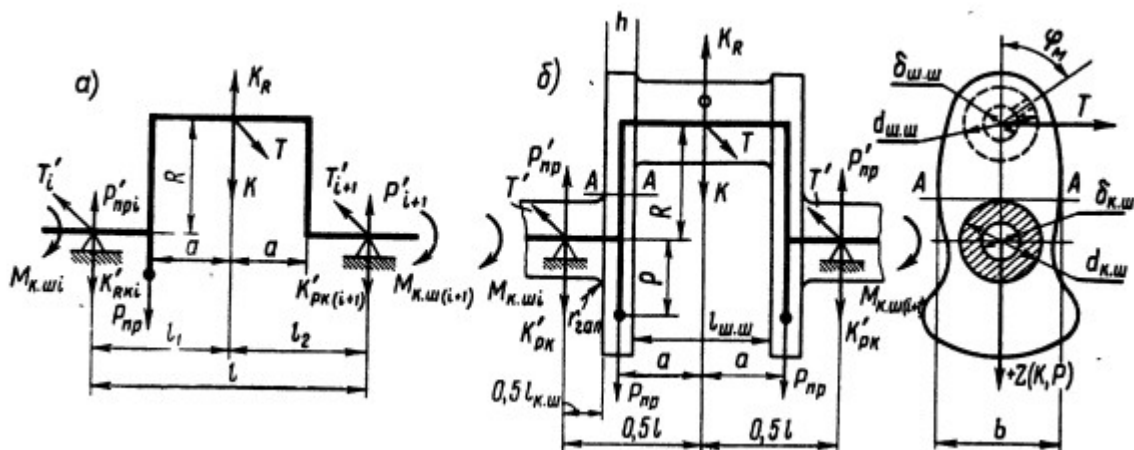


Рисунок 1.33 – Расчетная схема колена вала

По справочным данным [5] принимаем основные размеры колена вала:

- коренная шейка:

наружный диаметр

$$d_{кш} = (0,6...0,8) D, \text{ мм};$$

$$d_{кш} = (0,6...0,8) \cdot 87 = 52...70 \approx 60 \text{ мм};$$

длина

$$l_{кш} = (0,45...0,84) d_{кш}, \text{ мм};$$

$$l_{кш1,5} = (0,74...0,84) \cdot 60 = 44...50 \approx 50 \text{ мм};$$

$$l_{кш2,3,4} = (0,45...0,60) \cdot 60 = 27...36 \approx 36 \text{ мм};$$

- шатунная шейка:

наружный диаметр

$$d_{шш} = (0,60...0,70) D, \text{ мм};$$

$$d_{шш} = (0,60...0,70) \cdot 87 = 52...61 \approx 52 \text{ мм};$$

длина

$$l_{шш} = (0,45...0,65) D, \text{ мм};$$

$$l_{шш} = (0,45...0,65) \cdot 52 = 23...36 \approx 36 \text{ мм};$$

- расчетное сечение А-А щеки:

ширина

$$b = (1,05...1,30) D, \text{ мм};$$

$$b = (1,05...1,30) \cdot 87 = 91...113 \approx 100 \text{ мм};$$

толщина

$$h = (0,24 \dots 0,27) D, \text{ мм};$$

$$h = (0,24 \dots 0,27) \cdot 87 = 21 \dots 24 \approx 24 \text{ мм};$$

- радиус галтелей

$$r_{ГАЛ} = 0,063 d_{III}, \text{ мм}$$

$$r_{ГАЛ} = 0,063 \cdot 52 \approx 3 \text{ мм}$$

- материал вала – сталь 50Г:

$$\sigma_B = 800 \text{ МПа}; \sigma_T = 370 \text{ МПа}; \tau_T = 250 \text{ МПа}.$$

Пределы усталости (выносливости):

- при изгибе $\sigma_{-1} = 340 \text{ МПа};$

- при растяжении-сжатии $\sigma_{-1P} = 0,75 \sigma_{-1} = 0,75 \cdot 340 = 255 \text{ МПа};$

- при кручении $\tau_{-1} = 0,53 \sigma_{-1} = 0,53 \cdot 340 = 180 \text{ МПа};$

Коэффициенты приведения цикла:

- при изгибе $\alpha_\sigma = 0,18;$

- при кручении $\alpha_\tau = 0,08;$

- при растяжении-сжатии $\alpha_{\sigma\sigma} = 0,14.$

Отношение предела усталости к пределу текучести:

- при изгибе

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{340}{370} = 0,919; \quad \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,919 - 0,18}{1 - 0,919} = 9,1;$$

- при растяжении-сжатии

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_T} = \frac{255}{370} = 0,689; \quad \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,689 - 0,14}{1 - 0,689} = 1,8;$$

- при кручении

$$\beta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} = \frac{180}{250} = 0,720; \quad \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = \frac{0,72 - 0,08}{1 - 0,72} = 2,3;$$

Удельное давление на поверхности шатунных шеек

$$k_{III.III.CP} = \frac{R_{III.III.CP}}{d_{III} l'_{III}}, \text{ МПа}, \quad (1.333)$$

$$k_{ш.ш.маx} = \frac{R_{ш.ш.маx}}{d_{шш} l'_{шш}}, \text{ МПа}, \quad (1.334)$$

где $R_{ш.ш.ср}$, $R_{ш.ш.маx}$ - соответственно средняя и максимальная нагрузки на шатунную шейки, принимаем из динамического расчета;

$l'_{шш}$ - рабочая ширина шатунного вкладыша, мм;

$$l'_{шш} \approx l_{шш} - 2r_{гал}, \text{ мм}$$

$$l'_{шш} \approx 36 - 2 \cdot 3 = 30 \text{ мм}$$

$r_{гал}$ - радиус галтели, принимаем 3 мм.

$$k_{ш.ш.ср} = \frac{8300 \cdot 10^{-6}}{52 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 5,3 \text{ МПа.}$$

$$k_{ш.ш.маx} = \frac{15500 \cdot 10^{-6}}{52 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 9,9 \text{ МПа.}$$

Удельное давление на поверхности коренных шеек

$$k_{к.ш.ср} = \frac{R_{к.ш.ср}}{d_{кш} l'_{кш}}, \text{ МПа.} \quad (1.335)$$

$$k_{к.ш.маx} = \frac{R_{к.ш.маx}}{d_{кш} l'_{кш}}, \text{ МПа.}$$

$$k_{к.ш.ср} = \frac{12600 \cdot 10^{-6}}{60 \cdot 44 \cdot 10^{-6}} = 4,8 \text{ МПа.}$$

$$k_{к.ш.маx} = \frac{16100 \cdot 10^{-6}}{60 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 8,9 \text{ МПа.}$$

где $R_{к.ш.ср}$, $R_{к.ш.маx}$ - соответственно средняя и максимальная нагрузки на максимально нагруженную шейку, принимаем из динамического расчета;

$l'_{кш}$ - рабочая ширина шатунного вкладыша, мм:

$$l'_{кш} \approx l_{кш} - 2r_{гал}, \text{ мм}; \quad (1.336)$$

$$l'_{кш1,5} \approx 50 - 2 \cdot 3 = 44 \text{ мм};$$

$$l'_{кш2,3,4} \approx 36 - 2 \cdot 3 = 30 \text{ мм}.$$

- рабочая ширина шатунного вкладыша, мм;

$r_{гал}$ - радиус галтели принимаем 5 мм

$$r_{гал} = 0,06d_{кш}, \text{ мм};$$

$$r_{ГЛЛ} = 0,06 \cdot 60 \approx 3 \text{ мм}$$

Набегающие моменты, скручивающие коренные шейки, рассчитываем аналитическим способом (табл. 1.15).

Значения $M_{кр.Ц1}$ принимаем по динамическому расчету, а $M_{кр.Цi}$ - с учетом порядка работы двигателя 1-3-4-2.

Таблица 1.15 – Расчет набегающих моментов на коренные шейки

φ^0	Цилиндры								$M_{кр},$ $H \cdot M$
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	φ^0 криво- шипа	$M_{кр.ц.},$ $H \cdot M$	φ^0 криво- шипа	$M_{кр.ц.},$ $H \cdot M$	φ^0 криво-шипа	$M_{кр.ц.},$ $H \cdot M$	φ^0 криво- шипа	$M_{кр.ц.},$ $H \cdot M$	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0
10	10	-113	190	-26	370	203	550	-32	32
20	20	-165	200	-54	380	335	560	-61	54
30	30	-181	210	-78	390	373	570	-85	29
40	40	-174	220	-102	400	350	580	-108	-35
50	50	-151	230	-126	410	312	590	-129	-94
60	60	-107	240	-136	420	282	600	-136	-97
70	70	-38	250	-135	430	279	610	-133	-26
80	80	26	260	-121	440	287	620	-116	76
90	90	76	270	-98	450	288	630	-82	184
100	100	107	280	-51	460	278	640	-31	303
110	110	126	290	9	470	262	650	37	433
120	120	132	300	45	480	238	660	101	517
130	130	123	310	63	490	203	670	145	534
140	140	101	320	69	500	142	680	170	481
150	150	76	330	69	510	111	690	177	433
160	160	53	340	50	520	72	700	161	335
170	170	26	350	20	530	34	710	108	189
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0

Момент сопротивления коренной шейки кручению

$$W_{\tau_{КШ}} = \frac{\pi d_{КШ}^3}{16}, \text{ м}^3. \quad (1.338)$$

$$W_{\tau_{КШ}} = \frac{3,14 \cdot 60^3 \cdot 10^{-9}}{16} = 42,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 4-й коренной шейки, на которую воздействует крутящий момент, имеющий наибольший размах $\Delta M_{КШ \max}$.

$$\tau_{\max} = \frac{M_{KIII \max}}{W_{\tau KIII}}, \text{ МПа}, \quad (1.339)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{KIII \min}}{W_{\tau KIII}}, \text{ МПа}, \quad (1.340)$$

$$\tau_{\max} = \frac{534 \cdot 10^{-6}}{42,4 \cdot 10^{-6}} = 12,6 \text{ МПа}.$$

$$\tau_{\min} = \frac{-97 \cdot 10^{-6}}{42,4 \cdot 10^{-6}} = -2,3 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2},$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2},$$

$$\tau_{aK} = \frac{\tau_a k_{\tau}}{\varepsilon_{M\tau} \varepsilon_{II\tau}},$$

где k_{τ} - коэффициент концентрации напряжений,

$$k_{\tau} = 0,6 \cdot [1 + q(\alpha_{K\sigma} - 1)],$$

$$k_{\tau} = 0,6 \cdot [1 + 0,71 \cdot (3 - 1)] = 1,45.$$

где $q=0,71$ – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, определенный по графику [5], при $\sigma_B = 800$ МПа.

$\alpha_{K\sigma} = 3$ – теоретический коэффициент концентрации напряжений, определенный по рекомендации [5], с учетом наличия масляного отверстия в шейке.

$\varepsilon_{M\tau} = 0,62$ – масштабный коэффициент, определенный по рекомендации [5] при $d_{KIII} = 70$ мм,

$\varepsilon_{II\tau} = 1,2$ – коэффициент поверхностной чувствительности, определенный по рекомендации [5], с учетом закалки шеек токами высокой частоты.

$$\tau_m = \frac{12,6 - 2,3}{2} = 5,2 \text{ МПа}.$$

$$\tau_a = \frac{12,6 + 2,3}{2} = 7,5 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{aK} = \frac{7,5 \cdot 1,45}{0,62 \cdot 1,2} = 14,6 \text{ МПа}$$

Так как $\frac{\tau_{aK}}{\tau_m} = \frac{14,6}{5,2} = 2,8 > \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 2,3$ то запас прочности коренной шейки определяем по пределу усталости:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{aK} + \alpha_\tau \tau_m}, \quad (1.341)$$

$$n_\tau = \frac{180}{14,6 + 0,08 \cdot 5,2} = 12.$$

Вывод

Полученный запас прочности соответствует требуемым значениям ($n_\tau \geq 2 \dots 4$).

1.13.6 Расчет шатунной шейки

Набегающие моменты, скручивающие шатунные шейки, определены аналитическим способом в таблице 1.16. Значения $M_{кши}$ взяты по таблице 1.15, а - $T'R = +0,5M_{крЦи}$ - для однопролетного симметричного вала.

Таблица 1.16 – Расчет набегающих моментов на шатунные шейки

φ^0	Кривошип								$M_{шш},$ Н · м
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	φ^0 криво- шипа	$M_{ш.ш.},$ Н · м	φ^0 криво- шипа	$M_{ш.ш.},$ Н · м	φ^0 криво- шипа	$M_{ш.ш.},$ Н · м	φ^0 криво- шипа	$M_{ш.ш.},$ Н · м	
0	0	0,0	180	0,0	360	0,0	540	0,0	0
30	30	-201,2	210	-107,3	390	101,3	570	-105,9	-31,1
60	60	-108,0	240	-193,0	420	95,2	600	-205,8	-182,4
90	90	55,3	270	-104,8	450	128,3	630	-102,7	-23,9
120	120	100,2	300	56,7	480	100,4	660	50,6	278,3
150	150	56,0	330	68,2	510	59,1	690	107,2	230,5
180	180	0.0	360	0.0	540	0.0	720	0.0	0

Момент сопротивления кручению шатунной шейки

$$W_{\tau IIII} = \frac{\pi d_{III}^3}{16}, \text{ м}^3. \quad (1.343)$$

$$W_{\tau IIII} = \frac{3,14}{16} \cdot 52^3 \cdot 10^{-9} = 27,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 3-й шатунной шейки (табл.1.16):

$$\tau_{\max} = \frac{M_{III \max}}{W_{\tau IIII}}, \text{ МПа}, \quad (1.344)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{III \min}}{W_{\tau IIII}}, \text{ МПа}. \quad (1.345)$$

$$\tau_{\max} = \frac{278,3 \cdot 10^{-6}}{27,6 \cdot 10^{-6}} = 10 \text{ МПа}.$$

$$\tau_{\min} = \frac{-182,4 \cdot 10^{-6}}{27,6 \cdot 10^{-6}} = -7 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}, \text{ МПа}.$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \text{ МПа}.$$

$$\tau_{aK} = \frac{\tau_a k_\tau}{\varepsilon_{M\tau} \varepsilon_{P\tau}}, \text{ МПа}$$

$$\tau_m = \frac{10 - 7}{2} = 1,5 \text{ МПа}.$$

$$\tau_a = \frac{10 + 7}{2} = 8,5 \text{ МПа}.$$

$$\tau_{aK} = \frac{8,5 \cdot 1,45}{0,62 \cdot 1,2} = 16,6 \text{ МПа}$$

$$\frac{\tau_{aK}}{\tau_m} = \frac{16,6}{1,5} = 11,1 > \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 2,3$$

Так как $\frac{\tau_{aK}}{\tau_m} = 11,1 > \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 2,3$, то запас прочности шатунной шейки определяем по пределу усталости

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{aK} + \alpha_{\tau} \tau_m}, \quad (1.346)$$

$$n_{\tau} = \frac{180}{16,6 + 0,08 \cdot 1,5} = 10,8.$$

Расчет моментов, изгибающих шатунную шейку, приведен в таблице 1.17, где значения $K'_{PK1} = -0,5K_{PK1}$ и $T'_1 = -0,5T_1$ взяты из динамического расчета.

$$M_T = \frac{T'_1 l}{2} = \frac{1}{2} T'_1 (l_{шш} + l_{кш} + 2h), \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (1.347)$$

$$M_T = \frac{1}{2} T'_1 (36 + 56 + 2 \cdot 24) \cdot 10^{-3} = 0,070 T'_1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$\varphi_M = 68^\circ$ - из развернутой индикаторной диаграммы;

$$Z'_{\Sigma} = K'_{PK} + P'_{IP}, \text{ Н}; \quad (1.348)$$

$$Z'_{\Sigma} = K'_{PK} - 6300 \text{ Н};$$

$$M_Z = \frac{Z'_{\Sigma} l}{2} + P_{IP} a, \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (1.349)$$

$$M_Z = 0,070 Z'_{\Sigma} + 10600 \cdot 0,030 = 0,070 Z'_{\Sigma} + 318 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$a = 0,5(l_{шш} + h), \text{ м}; \quad (1.350)$$

$$a = 0,5(36 + 24) \cdot 10^{-3} = 0,030 \text{ м};$$

$$M_{\varphi M} = M_T \sin \varphi_M + M_Z \cos \varphi_M. \quad (1.351)$$

Максимальные и минимальные нормальные напряжения асимметричного цикла шатунной шейки

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\varphi M \max}}{W_{\sigma шш}}, \text{ МПа}. \quad (1.352)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\varphi M \min}}{W_{\sigma шш}}, \text{ МПа}. \quad (1.353)$$

где $W_{\sigma шш} = 0,5 W_{\tau шш} = 0,5 \cdot 27,6 \cdot 10^{-6} = 13,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

$$\sigma_{\max} = \frac{278,3 \cdot 10^{-6}}{13,8 \cdot 10^{-6}} = 20,2 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\min} = \frac{-182,4 \cdot 10^{-6}}{13,8 \cdot 10^{-6}} = -13,2 \text{ МПа.}$$

Таблица 1.17 - Расчет моментов, изгибающих шатунную шейку

φ^0	T'_1 , кН	M_T , Н·м	$M_T \sin \varphi_M$, Н·м	K'_{PK1} , кН	z'_Σ , Н	$0,081 z'_\Sigma$, Н	M_z , Н·м	$-M_z \cos \varphi_M$, Н·м	$M_{\varphi M}$, Н·м
0	0,000	0,0	0,0	21,241	16881	1367,4	1791,9	-671,2	278,3
30	4,730	383,1	355,2	17,761	13401	1085,5	1510,0	-565,6	210,4
60	2,750	222,8	206,5	12,511	8151	660,2	1084,7	-406,3	199,8
90	-2,000	-162,0	-150,2	12,301	7941	643,2	1067,7	-400,0	250,2
120	-3,480	-281,9	-261,4	15,081	10721	868,4	1292,9	-484,3	245,7
150	-2,020	-163,6	-151,7	16,721	12361	1001,2	1425,7	-534,1	185,8
180	0,000	0,0	0,0	17,011	12651	1024,7	1449,2	-542,9	142,9
210	2,040	165,2	153,2	16,781	12421	1006,1	1430,6	-535,9	82,7
240	3,700	299,7	277,9	15,291	10931	885,4	1309,9	-490,7	212,8
270	2,870	232,5	215,5	12,551	8191	663,5	1088,0	-407,6	-192,0
300	-0,120	-9,7	-9,0	11,751	7391	598,7	1023,2	-383,3	-192,3
330	2,110	170,9	158,5	9,031	4671	378,4	802,9	-300,8	-142,3
360	0,000	0,0	0,0	-20,559	-24919	-2018,4	-1593,9	597,1	197,1
390	-16,820	-1362,4	-1263,2	-9,779	-14139	-1145,3	-720,8	270,0	-182,4
420	-7,720	-625,3	-579,8	9,501	5141	416,4	840,9	-315,0	-164,8
450	-6,930	-561,3	-520,5	13,721	9361	758,2	1182,7	-443,1	-163,5
480	-5,750	-465,8	-431,8	17,261	12901	1045,0	1469,5	-550,5	-182,3
510	-2,770	-224,4	-208,0	18,581	14221	1151,9	1576,4	-590,5	-198,6
540	0,000	0,0	0,0	18,091	13731	1112,2	1536,7	-575,7	-175,7
570	2,190	177,4	164,5	17,151	12791	1036,1	1460,6	-547,1	-182,7
600	3,580	290,0	268,9	15,171	10811	875,7	1300,2	-487,1	-118,2
630	2,130	172,5	160,0	12,341	7981	646,5	1071,0	-401,2	-141,2
660	-2,620	-212,2	-196,8	12,471	8111	657,0	1081,5	-405,1	-101,9
690	-4,650	-376,7	-349,2	17,661	13301	1077,4	1501,9	-562,6	-91,8
720	0,000	0,0	0,0	21,241	16881	1367,4	1791,9	-671,2	-71,2

Среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа.}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{aK} = \sigma_a \frac{k_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma} \varepsilon_{P\sigma}}, \text{ МПа}$$

где

$$k_\sigma = 1 + q(\alpha_{K\sigma} - 1),$$

$$k_\sigma = 1 + 0,71(3 - 1) = 2,42,$$

$$\sigma_m = \frac{20,2 - 13,2}{2} = 3,5 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_a = \frac{20,2 + 13,2}{2} = 16,7 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{aK} = 16,7 \cdot \frac{2,42}{0,7 \cdot 1,2} = 48,1$$

Запас прочности шатунной шейки от нормальных напряжений определяется по пределу усталости (т.к. $\sigma_m > 0$):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aK} + \alpha_\sigma \sigma_m}, \quad (1.354)$$

$$n_\sigma = \frac{340}{48,1 - 0,18 \cdot 3,5} = 7,2$$

Общий запас прочности шатунной шейки

$$n_{III} = \frac{n_{T\sigma} n_\tau}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_\tau^2}}, \quad (1.355)$$

$$n_{III} = \frac{7,2 \cdot 10,8}{\sqrt{7,2^2 + 10,8^2}} = 6$$

Вывод:

Полученный запас прочности соответствует требуемым значениям ($n_\tau \geq 2 \dots 4$).

1.13.7 Расчёт щеки

Максимальный и минимальный моменты, скручивающие щеку:

$$M_{KЩ \max} = T'_{\Sigma \max} 0,5(l_{KЩ} + h), \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (1.356)$$

$$M_{KЩ \min} = T'_{\Sigma \min} 0,5(l_{KЩ} + h), \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (1.357)$$

где $T'_{\max}$, $T'_{\min}$ принимаем по таблице 1.17.

$$M_{KЩ \max} = 730 \cdot 0,5 \cdot (50 + 24) \cdot 10^{-3} = 27 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{KЩ \min} = -187 \cdot 0,5 \cdot (50 + 24) \cdot 10^{-3} = -7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Момент сопротивления расчетного сечения А-А щеки

$$W_{\tau Щ} = \mu b h^2, \text{ м}^3; \quad (1.358)$$

где $\mu = 0,288$ - определено по [5] при $b/h = 100/24 = 4,0$.

$$W_{\tau Щ} = 0,288 \cdot 100 \cdot 24^2 \cdot 10^{-9} = 16,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для щеки:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{KШ\max}}{W_{\tauШ}}, \text{ МПа.} \quad (1.359)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{KШ\min}}{W_{\tauШ}}, \text{ МПа.} \quad (1.360)$$

$$\tau_{\max} = \frac{27 \cdot 10^{-6}}{16,6 \cdot 10^{-6}} = 1,6 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{\min} = \frac{-7 \cdot 10^{-6}}{16,6 \cdot 10^{-6}} = -0,5 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}, \text{ МПа.}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \text{ МПа.}$$

$$\tau_{aK} = \frac{\tau_a k_\tau}{\varepsilon_{M\tau} \varepsilon_{П\tau}}, \text{ МПа}$$

где

$$k_\tau = 0,6 \sqrt{1 + q(\alpha_{K\sigma} - 1)},$$

где $\alpha_{K\sigma} = 1,4$ - теоретический коэффициент концентрации напряжений, определенный по данным [5], с учетом наличия галтели $r=3\text{мм}$ при $r/h=3/24=0,125$;

$\varepsilon_{M\tau} = 0,64$ - масштабный коэффициент, определенный по данным [5], с учетом $b=100\text{мм}$;

$\varepsilon_{П\tau} = 0,75$ - коэффициент поверхностной чувствительности для необработанной щеки [5].

$$k_\tau = 0,6 \sqrt{1 + 0,71 \cdot (1,4 - 1)} = 0,77$$

$$\tau_m = \frac{1,6 - 0,5}{2} = 0,6 \text{ МПа.}$$

$$\tau_a = \frac{1,6 + 0,5}{2} = 1,1 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{aK} = \frac{1,1 \cdot 0,77}{0,64 \cdot 0,75} = 1,8 \text{ МПа}$$

Запас прочности щеки от касательных напряжений определяется по пределу усталости (т.к. $\tau_m < 0$):

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{aK} + \alpha_\tau \tau_m}, \quad (1.361)$$

$$n_\tau = \frac{180}{1,8 + 0,08 \cdot 0,6} = 9,7$$

Максимальные и минимальные нормальные напряжения щеки:

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{M_{H\omega \max}}{W_{\sigma \omega}} + \frac{P_{\omega \max}}{F_{\omega}}, \text{ МПа}; \quad (1.362)$$

$$\sigma_{\Sigma \min} = \frac{M_{H\omega \min}}{W_{\sigma \omega}} + \frac{P_{\omega \min}}{F_{\omega}}, \text{ МПа}; \quad (1.363)$$

где

$$M_{H\omega \max} = 0,25 [K_{\max} + K_R + 2(-P'_{\text{ПР}})] l_{K\omega}, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$P_{\omega \max} = 0,5 (K_{\Sigma \max} + K_{R\Sigma}), \text{ Н};$$

$$M_{H\omega \min} = 0,25 [K_{\min} + K_R + 2(-P'_{\text{ПР}})] l_{K\omega}, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$P_{\omega \min} = 0,5 (K_{\Sigma \min} + K_{R\Sigma}), \text{ Н},$$

где $K_{\max}, K_{\min}$ - принимаем из динамического расчета.

$$W_{\sigma \omega} = \frac{bh^2}{6}, \text{ м}^3;$$

$$F_{\omega} = bh, \text{ м}^2.$$

$$W_{\sigma \omega} = \frac{100 \cdot 24^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 13,52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$F_{\omega} = 100 \cdot 24 \cdot 10^{-6} = 2400 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

$$M_{H\omega \max} = 0,25 [32280 - 24510 + 2 \cdot 6300] \cdot 50 \cdot 10^{-3} = 255 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$P_{\omega \max} = 0,5 \cdot (32280 - 24510) = 3885 \text{ Н};$$

$$M_{H\omega \min} = 0,25 [-9520 - 24510 + 2 \cdot 6300] \cdot 50 \cdot 10^{-3} = -267,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$P_{\omega \min} = 0,5 \cdot (-9520 - 24510) = -17015 \text{ Н};$$

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{255 \cdot 10^{-6}}{13,52 \cdot 10^{-6}} + \frac{3885 \cdot 10^{-6}}{2400 \cdot 10^{-6}} = 20,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\Sigma \min} = \frac{-267,8 \cdot 10^{-6}}{13,52 \cdot 10^{-6}} + \frac{-17015 \cdot 10^{-6}}{2400 \cdot 10^{-6}} = -13,3 \text{ МПа};$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа.}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{aK} = \sigma_a \frac{k_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma} \varepsilon_{P\sigma}}, \text{ МПа,}$$

где

$$k_\sigma = 1 + q(\alpha_{K\sigma} - 1),$$

$$k_\sigma = 1 + 0,71(1,4 - 1) = 1,28$$

$$\sigma_m = \frac{20,5 - 13,3}{2} = 3,6 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_a = \frac{20,5 + 13,3}{2} = 16,9 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{aK} = 16,9 \cdot \frac{1,28}{0,7 \cdot 1,2} = 25,8 \text{ МПа}$$

Запас прочности щеки от нормальных напряжений определяется по пределу усталости (т.к. $\frac{\sigma_{aK}}{\sigma_m} = \frac{25,8}{3,6} = 7,2 > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 2,3$):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aK} + \alpha_\sigma \sigma_m},$$

$$n_\sigma = \frac{340}{25,8 + 0,18 \cdot 3,6} = 12,8$$

Общий запас прочности шатунной шейки

$$n_{ш} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

$$n_{ш} = \frac{12,8 \cdot 9,7}{\sqrt{12,8^2 + 9,7^2}} = 7,7$$

Вывод

Полученный запас прочности соответствует требуемым значениям ($n_\tau \geq 2 \dots 4$).

Выводы.

В конструкторской части выпускной работы был проведен выбор аналога для проектируемого двигателя.

Был проведен патентный поиск по разрабатываемой конструкции цилиндро-поршневой группы двигателя.

В результате проведения теплового расчета был спроектирован рядный 4-х цилиндровый бензиновый двигатель с $\varepsilon = 10$, а также проведен кинематический расчет и расчет на прочность деталей двигателя.

2 НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 Обоснование выбора способа повышения степени сжатия двигателя

Величина степени сжатия является одной из важнейших характеристик двигателя. Ее выбор в первую очередь зависит от способа смесеобразования и рода топлива.

Для бензиновых двигателей выбор степени сжатия, прежде всего, определяется детонационной стойкостью применяемого топлива.

Повышение степени сжатия для бензиновых двигателей выше 12 ограничивается как возможностью самовоспламенения смеси, так и возникновением детонации в процессе сгорания. Кроме того, при повышении $\varepsilon > 12$ относительное и абсолютное увеличение индикаторного КПД незначительно.

В настоящее время применяется повышение степени сжатия за счет:

- выбора рациональной формы камеры сгорания;
- изменения размеров цилиндра;
- изменение конструкции поршня;
- взаимное перемещение блока цилиндров и картера двигателя;
- перемещение коленчатого вала;
- введения дополнительного узла изменения степени сжатия двигателя.

Принимаем к разработке двигатель с измененной конструкцией поршня двигателя (рис. 1.2). Разрабатываемая конструкция поршня обеспечит нам параметр $\varepsilon = 10$. Рассчитаем эффективные показатели двигателя с таким параметром.

2.2 Исходные данные для расчета

Необходимо исследовать влияние изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели.

Двигатель имеет параметры:

- номинальная мощность – 62,5 кВт;
- частота вращения коленчатого вала – 5300 мин⁻¹;
- степень сжатия базового ДВС – 8;
- степень сжатия разработанного ДВС – 10.

2.3 Исследование параметров рабочего процесса двигателя УЗАМ-3313 при различных степенях сжатия

Для наглядности выполним тепловые расчеты двигателя в таблице 2.1.

Исходные данные приняты из теплового расчета, выполненного в конструкторском разделе пояснительной записки.

Таблица 2.1 - Исходные данные и параметры теплового расчета рабочего процесса двигателя УЗАМ-3313 при различных степенях сжатия

Наименование показателя, обозначение, размерность	Величина параметра	
	$\varepsilon = 8$	$\varepsilon = 10$
1	2	3
Основные показатели рабочего процесса ДВС		
Номинальная мощность, N_e , кВт	61,3	63,8
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, n_e , мин ⁻¹	5300	5300
Коэффициент избытка воздуха, α	0,95	0,95
Коэффициент наполнения, η_v	0,830	0,840
Степень повышения давления, λ	3,67	3,41

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3
Атмосферное давление, P_o , МПа	0,1	0,1
Температура окружающего воздуха, T_o , К	293	293
Давления газов на выпуске, P_r , МПа	0,106	0,111
Температура газов на выпуске, T_r , К	1000	1000
Нагрев воздуха во впускном коллекторе, ΔT , К	7,55	7,55
Степень предварительного расширения, ρ	1	1
Низшая теплота сгорания топлива, H_u , кДж/(кгК)	43930	43930
Давления тепловоздушной смеси в конце такта впуска, P_a , МПа	0,09	0,09
Температура тепловоздушной смеси в конце такта впуска, T_a , К	343	341
Политропа сжатия свежего заряда, n_1	1,382	1,382
Давления свежего заряда в конце такта сжатия, P_c , МПа	1,590	2,165
Температура свежего заряда в конце сжатия, T_c , К	759	827
Кол-во воздуха необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, l_o , кг/кг	14,957	14,957
Коэффициент остаточных газов, γ	0,066	0,042
Давления газов в конце такта сгорания топлива, P_z , МПа	5,840	7,391
Температура газов в конце такта сгорания топлива, T_z , К	2630	2659
Политропа расширения газов в рабочем ходе, n_2	1,240	1,250
Температура газов в конце рабочего хода, T_b , К	1603	1614
Давления газов в конце рабочего хода, P_b , МПа	0,440	0,556
Основные индикаторные и эффективные показатели ДВС		
Среднее индикаторное давления газов, P_i , МПа	0,970	1,042
Среднее эффективное давления газов, P_e , МПа	0,780	0,854
Условное давление механических потерь, P_m	0,190	0,190
Индикаторный КПД	0,317	0,337
Эффективный КПД	0,250	0,280
Механический КПД	0,800	0,820
Эффективный момент, M_e , Н · м	110	115
Часовой расход топлива, G_T , кг/ч	20,04	18,69
Удельный эффективный расход топлива, g_e , г/(кВт · ч)	327	293

На основании данных теплового расчета была построена индикаторная диаграмма двигателя УЗАМ-3313 при степени сжатия $\varepsilon = 10$ (см. рисунок 2.4.).

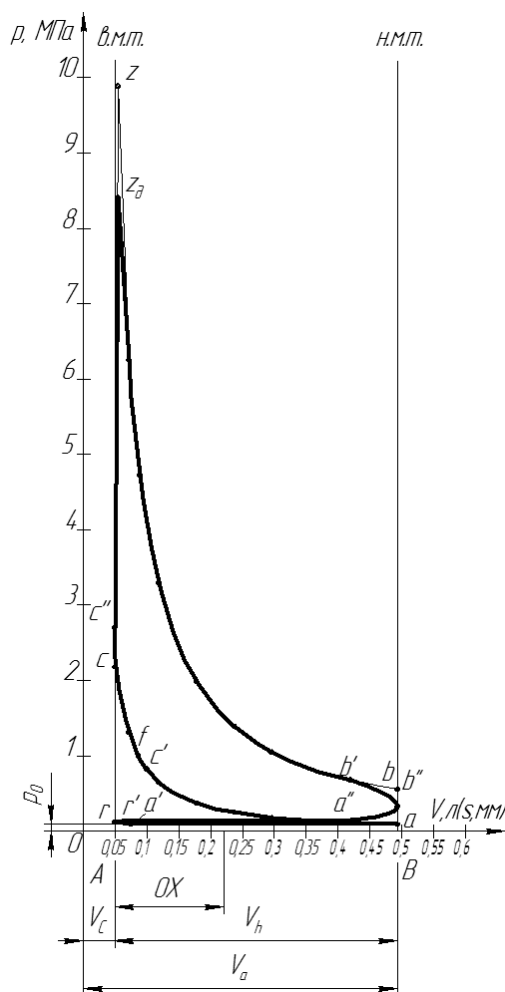


Рисунок 2.4 - Индикаторная диаграмма двигателя при степени сжатия $\varepsilon = 10$

Сравнительный анализ результатов математического моделирования рабочего процесса двигателя УЗАМ-3313 при степени сжатия $\varepsilon = 10$ показал:

- снижение коэффициента остаточных газов на 4,7% и повышение коэффициента наполнения на 1,2%;
- в конце процесса сжатия повышение давления на 36% и температуры на 9%;
- повышение максимального давления сгорания на 26,5% и снижение температуры сгорания на 1%;
- снижение температуры рабочего тела в конце расширения на 1% и увеличение давления на 26%;

- повышение среднего индикаторного давления действительного цикла на 7,4%;
- повышение индикаторного коэффициента полезного действия на 6,3%;
- повышение среднего эффективного давления на 9,5%;
- повышение механического КПД на 2,5%;
- повышение эффективного КПД на 12%;
- снижение удельного и часового расхода топлива на 8%;
- повышение эффективной мощности и момент на 4,2%.

2.4 Исследование разверток индикаторных диаграмм двигателя

Разворачиваем индикаторные диаграммы по углу поворота кривошипа по методу Брикса.

Масштабы развернутых диаграмм:

- хода поршня – $M_s = 1$ мм/мм;
- давлений – $M_p = 0,05$ МПа/мм;
- сил – $M_F = 0,3$ кН/мм.
- угла поворота кривошипа $M_\varphi = 3^\circ$ /мм или $M'_\varphi = 0,0523$ рад/мм.

Поправка Брикса:

$$\frac{R\lambda}{2M_s} = \frac{37,5 \cdot 0,28}{2 \cdot 1} = 5,3 \text{ мм}$$

Развернутые диаграммы представлены на рисунке 2.5.

2.5 Исследование внешней скоростной характеристики двигателя

Необходимые параметры для построения внешней скоростной характеристики для двигателя $\varepsilon = 8$ рассчитаны в тепловом расчете двигателя.

Для сравнения рассчитаем данные для карбюраторного двигателя с $\varepsilon = 10$ в таблице 2.2.

Развертка индикаторных диаграмм обкатки по углу поворота кривошипа
 $M_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$; $M_\varphi = 3^\circ/\text{мм}$

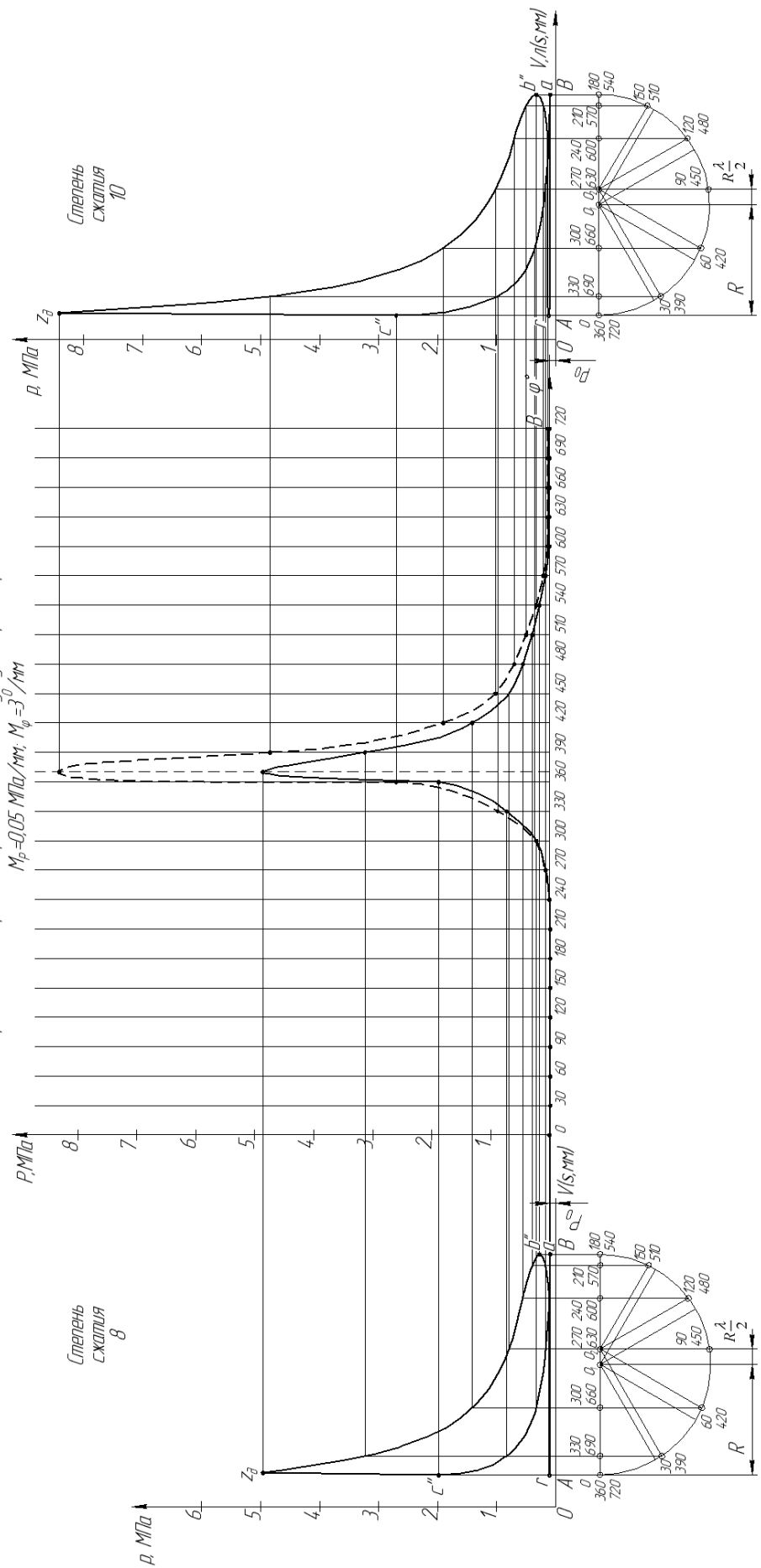


Рисунок 2.5 – Развернутые индикаторные диаграммы

Таблица 2.2 - Параметры для построения внешней скоростной характеристики

$n_{ei},$ мин ⁻¹	Параметры внешней скоростной характеристики			
	$N_{ei},$ кВт	$M_{ei},$ Н-м	$g_{ei},$ г/(кВт-ч)	$G_{mi},$ кг/ч
800	18	215	198	3,6
2000	48	229	169	8,1
3200	77	230	160	12,3
4400	98	213	170	16,7
5300	103	186	190	19,6

Расчет параметров внешних скоростных характеристик двигателя подтверждает полученный при тепловом расчете результат - повышение степени сжатия с сохранением неизменных размеров цилиндров двигателя повышает эффективную мощность и момент на 68% и снижает расход топлива на 42%.

Внешние скоростные характеристики двигателя приведены на рисунке 2.6.

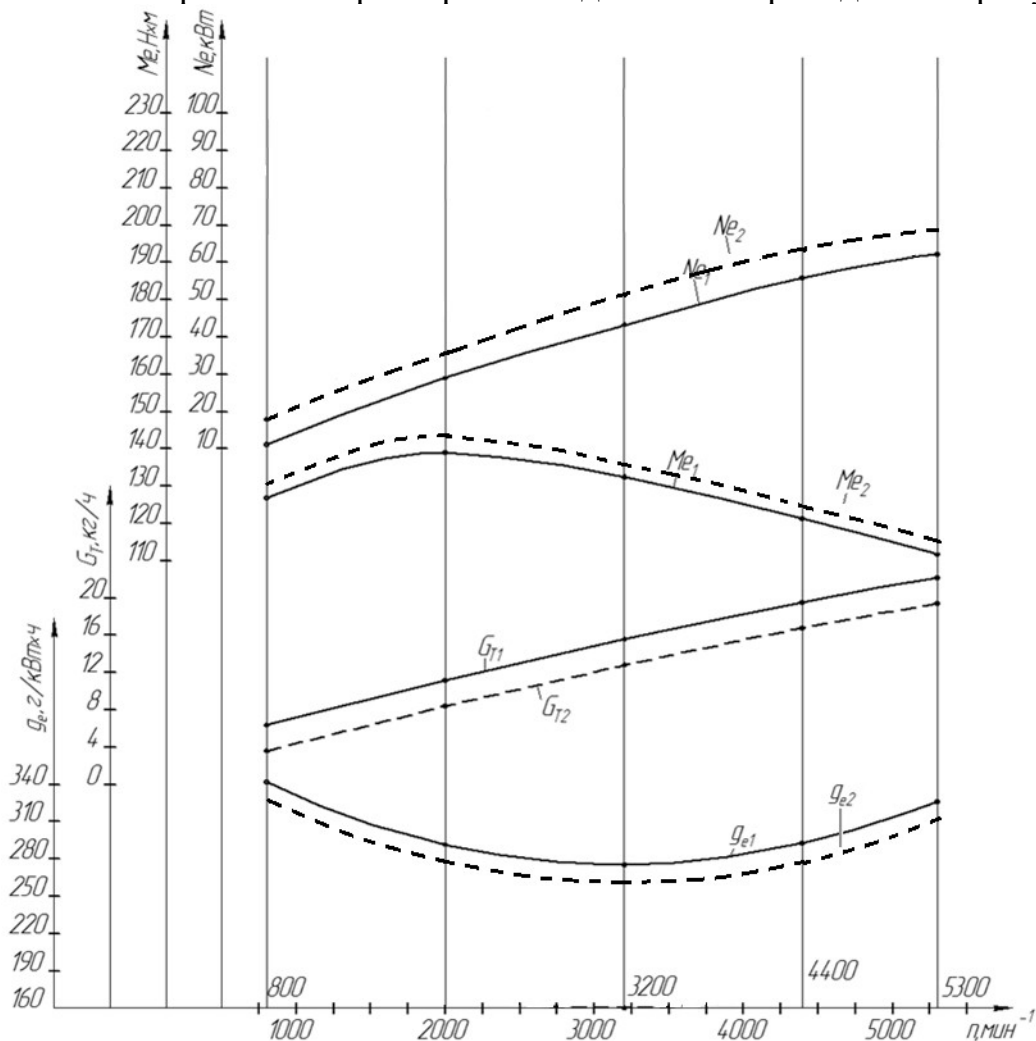


Рисунок 2.6 – Скоростная характеристика двигателя с $\varepsilon = 8$ (1) и $\varepsilon = 10$ (2)

Выводы

Проанализировав результаты расчетов можно сделать вывод, что увеличение степени сжатия бензинового двигателя дает следующие результаты:

- снижение *коэффициента остаточных газов* на 4,7% и повышение коэффициента наполнения на 1,2%;
- в конце процесса сжатия повышение давления на 36% и температуры на 9%;
- повышение максимального давления сгорания на 26,5% и снижение температуры сгорания на 1%;
- снижение температуры рабочего тела в конце расширения на 1% и увеличение давления на 26%;
- повышение среднего индикаторного давления действительного цикла на 7,4%;
- повышение индикаторного коэффициента полезного действия на 6,3%;
- повышение среднего эффективного давления на 9,5%;
- повышение механического КПД на 2,5%;
- повышение эффективного КПД на 12%;
- снижение удельного и часового расхода топлива на 8%;
- повышает эффективную мощность и момент на 4,2%.

Увеличение степени сжатия более 10 нецелесообразно, так как приводит к высоким давлениям сгорания, падению механического КПД и утяжелению конструкции двигателя.

3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

3.1 Анализ технологичности конструкции

Рассматриваемая деталь «Поршень» представляет собой деталь типа стакан диаметром 85 мм высотой 93 мм, днище которого обращено в сторону камеры сгорания. Форма наружной поверхности днища поршня определяется в основном способом смесеобразования. Для рассматриваемого двигателя была принята сферическая выемка диаметром 60 мм глубиной 4,5 мм.

В головке поршня выполнены три канавки под поршневые кольца: две канавки – под компрессионные кольца шириной 3 мм глубиной 4,2 мм; одна канавка под маслосъемное кольцо шириной 4,6 мм глубиной 5,5 мм. В канавке под маслосъемное кольцо выполнены восемь отверстий диаметром 1,5 мм, для соединения с внутренней полостью поршня. Размеры канавок под поршневые кольца выполняются с высокой точностью для обеспечения заданного торцевого зазора между поршнем и кольцом.

При работе двигателя поршень испытывает напряжения от механических и тепловых нагрузок. На поршень воздействует давление газов и механическая нагрузка от инерционных сил. Для уменьшения веса поршня юбка выполнена вырезанной: ее стенки имеют вид козырьков. Такая форма юбки значительно снижает трение боковой поверхности о зеркало цилиндра двигателя.

Внутри поршня расположены две бобышки диаметром 32 мм, в которых расположено отверстие под поршневой палец диаметром 19К6 мм. Отверстие под поршневой палец выполняется с высокой точностью (6 квалитет), так как при неправильных зазорах и натягах в соединении поршень-палец возникает быстрый износ и стук в двигателе.

Чертеж обрабатываемой детали, содержит полное представление о детали (т.е. виды, разрезы и их размеры). На чертеже указаны все размеры, с необходимыми допусками, классы чистоты обрабатываемых поверхностей, допускаемые отклонения от правильных геометрических форм, а также взаимного расположение поверхностей.

Диаметры и линейные размеры поршня выбраны из нормального ряда размеров.

При обеспечении прочности поршня, удобства сборки и других основных требований, максимально упрощена его конструкция. Деталь выполнена из материала марки АК4-1 ГОСТ 4784-97.

Заменители: сплав АК6, АК8 ГОСТ 4784-97.

Назначение: лопатки компрессоров, крыльчатки, диски и кольца турбореактивных и турбовинтовых двигателей, поршни двигателей и другие кованые детали, работающие при повышенных температурах.

Химический состав сплава АК4-1 представлен в таблице 7.1.

Механические свойства сплава АК4-1 представлены в таблице 7.2.

Таблица 7.1 - Химический состав сплава АК4-1

Химический элемент	Al	Fe	Si	Mg	Mn	Cu	Ni	Ti	Cr	Zn
%	91-92	0,8-1,4	<0,35	1,2-1,8	<0,2	1,9-2,7	0,8-1,4	<0,1	<0,1	<0,3

Таблица 7.2 - Механические свойства сплава АК4-1

Сорта-мент	Раз-мер	Предел кратковременной прочности,	Предел пропорциональности,	Относительное удлинение, δ	Относительное сужение, Ψ	Ударная вязкость, KCU	Термообработка
	мм	МПа	МПа	%	%	кДж/м ²	
Прутки, полосы	80-260	750-2150	500	25	35	62	Закалка, отпуск
Твердость материала:						255 HB	

Средний диаметр

$$d_{CP} = \frac{d_{MAX} + d_{MIN}}{2}, \text{ мм} \quad (3.1)$$

$$d_{CP} = \frac{87 + 76}{2} = 81,5 \text{ мм}$$

Приведенный диаметр детали

$$d_{PP} = \frac{\sum d_i l_i}{L}, \text{ мм} \quad (3.2)$$

$$d_{PP} = \frac{87 \cdot 82,4 + 76 \cdot 4,6 + 78,6 \cdot 6}{93} = 86 \text{ мм}$$

Отношение длины поршня к его приведенному диаметру

$$\frac{L}{d_{PP}} = \frac{93}{86} \approx 1.$$

В зависимости от отношения длины к диаметру детали класса тел вращения закрепляются при обработке в патроне ($l: d \leq 5$) или в центрах ($l: d \leq 10$) или в центрах с люнетом ($l: d > 10$).

Исходя из соотношения длины детали к диаметру равному 1, делаем вывод, что она имеет достаточно жесткую конструкцию. Поэтому для достижения заданной точности ее механическую обработку следует вести в патроне. Но, учитывая конструктивные особенности детали, принимаем установку детали на предварительных операциях в патроне, а на отделочных - на цанговой оправке.

Выносливость детали зависит от ее конструктивных форм в местах перехода между поверхностями. Эта зависимость объясняется тем, что в таких переходах возникает концентрация напряжений изгиба и кручения. Поэтому на поршне все перепады выполнены с плавными переходами.

Чертеж обрабатываемой детали, содержит полное представление о детали (т.е. виды, разрезы и их размеры). На чертеже указаны все размеры, с необходимыми допусками, классы чистоты обрабатываемых поверхностей, допускаемые отклонения от правильных геометрических форм, а также взаимного расположение поверхностей.

Технологичной, считается деталь, которая может быть получена с наименьшими затратами труда, времени и средств, при полном соответствии

требованиям чертежа.

Для оценки детали на технологичность используют два метода [1]:

1. Качественный метод определения технологичности можно рассмотреть по следующим факторам:

Форма детали имеет несложную конфигурацию, и инструмент имеет доступ к любой поверхности, деталь можно обработать стандартными режущими инструментами.

Некоторую сложность в обработке представляет сферическая выемка в головке поршня. В серийном и массовом производстве для ее обработки желательно применение специального режущего инструмента – фасонного резца. Это позволит снизить время на обработку и повысить технологичность обработки детали с обеспечением точности.

Несмотря на данную сложность конструкция детали простая, и при необходимости она может быть обработана стандартным режущим инструментом без применения спецоснастки.

Шероховатость и точность обработки детали не вызывают особых затруднений.

Поэтому можно сделать вывод о технологичности конструкции детали.

2. Количественный метод оценки технологичности содержит следующие критерии: коэффициент унификации конструктивных элементов, коэффициент использования металла, приведенные затраты на изготовление и т.д.

В качестве количественного показателя технологичности рассмотрим коэффициент использования материала

$$K_{и.м} = \frac{m_d}{m_z}, \quad (3.3)$$

где m_d, m_z - масса детали и заготовки соответственно.

Из анализа чертежа детали следует, что в качестве заготовки в серийном производстве необходимо выбрать отливку. Коэффициент использования материала составит

$$K_{и.м.} = \frac{0,284}{0,45} = 0,67$$

Полученный коэффициент использования металла является желательным для серийного производства, и свидетельствует о том, что только около 33% материала идет в отходы.

Принимаем в качестве заготовки отливку в кокиль.

Следует отметить, что детали класса тел вращения для своей обработки не требуют сложного технологического оборудования. Они могут быть обработаны с достаточной степенью точности на универсальных станках.

По совокупности этих критериев деталь «Поршень» двигателя отвечает требованиям технологичности.

3.2 Определение типа производства

Проектирование технологического процесса во многом определяется типом производства. Тип производства во многом определяет как метод получения заготовки, так и выбор технологического оборудования и т. д.

1 этап

Тип производства определяется укрупнено по таблице 3.3 в зависимости от массы детали и объема выпуска.

Таблица 3.3 – Типы производства

Масса детали, кг	Тип производства				
	единичное	мелко-серийное	средне-серийное	крупно-серийное	массовое
<1,0	<10	10-2000	1500-100000	75000-200000	200000

Так как масса детали составляет 0,284 кг, а объем выпуска – 50 000 шт./год, то предварительно принимается средне-серийное производство.

2 этап.

Тип производства в соответствии с ГОСТ 3.1121-87 определяют по коэффициенту закрепления операций.

$$K_{zo} = \frac{\sum O_n}{\sum p}, \quad (3.4)$$

где $\sum O_n$ – суммарное число операций в течение месяца на одном рабочем месте.

$\sum p$ – списочное (явочное) число рабочих на участке.

Для расчета K_{zo} составим технологический маршрут обработки.

Если $K_{zo} = 1$, то производство массовое.

Если $2 < K_{zo} \leq 10$, то производство крупносерийное.

Если $10 < K_{zo} \leq 20$, то производство среднесерийное.

Если $20 < K_{zo} \leq 40$, то производство мелкосерийное.

Если $K_{zo} > 40$, то производство единичное.

В соответствии с найденным по таблице 3.3 типом производства выбирается нормативный коэффициент загрузки рабочего места η_H .

Согласно ГОСТу рекомендуется для средне-серийного производства $\eta_H = 0,75$.

Типовой технологический процесс обработки включает следующие основные операции:

1. Заготовительная – изготовление заготовки;
2. Токарная черновая обработка – предварительная обработка наружных цилиндрических и фасонных соосных поверхностей и торцов;
3. Токарная чистовая обработка – чистовая обработка наружных цилиндрических соосных поверхностей и торцов;
4. Расточная – предварительная обработка отверстия под поршневой палец, подрезание внутренних бобышек;

5. Сверлильная – обработка масляных отверстий для смазки;
6. Фрезерная – обработка пазов на юбке поршня;

7. Токарная – чистовая обработка отверстия под поршневой палец;
8. Контрольная – определение соответствия полученных размеров детали требованиям чертежа.

Составляем предварительный маршрут обработки детали.

Операция 005 Заготовительная (литье)

Операция 010 Токарная автоматная обработка базовых поверхностей.

Подрезать торец диаметром 90 мм, выдерживая размер 95 мм

$$T_{01} = 0,000037(D^2 - d^2), \text{ мин}, \quad (3.5)$$

где D, d – максимальный и минимальный диаметры обработки, мм.

$$T_{01} = 0,000037 \cdot (90^2 - 66,6^2) = 0,17 \text{ мин};$$

Расточить отверстие диаметром 82 мм глубиной 6,4 мм.

$$T_{02} = 0,00052dl, \text{ мин}, \quad (3.6)$$

где l – длина обрабатываемой поверхности, мм.

$$T_{02} = 0,00052 \cdot 82 \cdot 6,4 = 0,28 \text{ мин}.$$

Основное время на обработку

$$\sum T_0 = T_{01} + T_{02}, \text{ мин}, \quad (3.7)$$

$$\sum T_0 = 0,17 + 0,28 = 0,45 \text{ мин}.$$

Штучное время на обработку

$$T_{шт} = \sum T_0 \cdot \varphi_K, \text{ мин}, \quad (3.8)$$

$$T_{шт} = 0,45 \cdot 1,84 = 0,83 \text{ мин}.$$

Операция 015 Токарная с ЧПУ обработка наружных цилиндрических и фасонных соосных поверхностей.

Подрезать торец диаметром 90 мм, выдерживая размер 93,5 мм

$$T_{01} = 0,000037 \cdot (90^2 - 0^2) = 0,30 \text{ мин};$$

Расточить сферическую поверхность диаметром 59 мм на глубину 4,9 мм

$$T_{02} = 0,000037 \cdot (59^2 - 0^2) = 0,13 \text{ мин};$$

Точить поверхность предварительно диаметром 88 мм на длину 93,5 мм

$$T_{03} = 0,00017dl,_{\text{мин}}; \quad (3.9)$$

$$T_{03} = 0,00017 \cdot 88 \cdot 93,5 = 1,40_{\text{мин}};$$

Точить две канавки диаметром 80 мм шириной 2,6 мм

$$T_{04} = 0,000037 \cdot (88^2 - 80^2) \cdot 2 = 0,10_{\text{мин}};$$

Точить канавку диаметром 76,2 мм шириной 4,2 мм

$$T_{05} = 0,000037 \cdot (88^2 - 76,2^2) = 0,17_{\text{мин}};$$

Подрезать торец диаметром 88 мм чисто, выдерживая размер 93,2 мм

$$T_{06} = 0,000037 \cdot (88^2 - 0^2) = 1,29_{\text{мин}};$$

Точить поверхность диаметром 87,4 мм чисто на длину 93,2 мм

$$T_{07} = 0,00017 \cdot 87,4 \cdot 93,2 = 1,38_{\text{мин}};$$

Основное время на обработку

$$\sum T_0 = T_{01} + T_{02} + T_{03} + T_{04} + T_{05} + T_{06} + T_{07},_{\text{мин}};$$

$$\sum T_0 = 0,30 + 0,13 + 1,4 + 0,1 + 0,17 + 1,29 + 1,38 = 4,77_{\text{мин}};$$

Штучное время на операцию составляет

$$T_{шт} = 4,77 \cdot 2,1 = 10,02_{\text{мин}};$$

Операция 020 Расточная предварительная обработка отверстия под поршневой палец, подрезание внутренних бобышек.

Зенкеровать отверстие диаметром 18 мм предварительно на глубину 87 мм

$$T_{01} = 0,00018dl,_{\text{мин}}; \quad (3.10)$$

$$T_{01} = 0,00018 \cdot 18 \cdot 87 = 0,28_{\text{мин}};$$

Развернуть отверстие диаметром 18,8 мм чисто на глубину 87 мм

$$T_{02} = 0,00031dl,_{\text{мин}}; \quad (3.11)$$

$$T_{02} = 0,00031 \cdot 18,8 \cdot 87 = 0,52_{\text{мин}};$$

Подрезать торец диаметром 32 мм чисто, выдерживая размер 34,6 мм

$$T_{03} = 0,000037 \cdot (32^2 - 18,8^2) \cdot 2 = 0,50_{\text{мин}};$$

Основное время на обработку

$$\sum T_0 = T_{01} + T_{02} + T_{03}, \text{ мин.},$$

$$\sum T_0 = 0,28 + 0,52 + 0,50 = 1,30 \text{ мин}$$

Штучное время на операцию составляет

$$T_{шт} = 1,30 \cdot 2,1 = 2,73 \text{ мин.};$$

Операция 025 Сверлильная обработка масляных отверстий для смазки.

Сверлить восемь отверстий диаметром 1,5 мм глубиной 8 мм.

$$T_{01} = 0,00052 \cdot 1,5 \cdot 8 \cdot 8 = 0,50 \text{ мин.}$$

Сверлить два отверстия диаметром 3 мм глубиной 7 мм.

$$T_{02} = 0,00052 \cdot 3 \cdot 7 \cdot 2 = 0,22 \text{ мин.}$$

Основное время на обработку

$$\sum T_0 = T_{01} + T_{02}, \text{ мин.};$$

$$\sum T_0 = 0,50 + 0,22 = 0,72 \text{ мин.};$$

Штучное время на операцию составляет

$$T_{шт} = 0,72 \cdot 2,1 = 1,52 \text{ мин.};$$

Операция 030 Фрезерная обработка пазов на юбке поршня.

Фрезеровать цилиндрические пазы R210 на юбке на глубину 3,5 мм

$$T_{01} = 0,004l, \text{ мин.}, \quad (3.12)$$

$$T_{01} = 0,004 \cdot 3,5 \cdot 2 = 0,28 \text{ мин.}$$

Штучное время на операцию составляет

$$T_{шт} = 0,28 \cdot 2,1 = 0,58 \text{ мин.};$$

Операция 035 Токарная чистовая обработка отверстия под поршневой палец.

Развернуть отверстие диаметром 19 мм окончательно на глубину 87 мм

$$T_{01} = 0,00045 \cdot 19 \cdot 87 = 0,74 \text{ мин.};$$

Расточить две канавки диаметром 20,4 мм под стопорные кольца

$$T_{02} = 0,000037 \cdot (20,4^2 - 19^2) \cdot 2 = 0,42 \text{ мин.};$$

Основное время на обработку

$$\sum T_0 = T_{01} + T_{02}, \text{ мин};$$

$$\sum T_0 = 0,74 + 0,42 = 1,16 \text{ мин};$$

Штучное время на операцию составляет

$$T_{шт} = 1,16 \cdot 2,1 = 2,44 \text{ мин};$$

Операция 040 Контрольная

Определение соответствия полученных размеров детали требованиям чертежа.

Определяем количество станков на каждой операции по формуле:

$$m_p = \frac{N \cdot T_{шт.}}{60 \cdot F_{\partial} \cdot n_{з.к.}}, \quad (3.13)$$

где $F_{\partial} = 4015$ часов – действительный годовой фонд времени работы оборудования (при работе в две смены);

$T_{шт.}$ – штучное время на каждой операции;

$n_{з.к.} = 0,75$ – нормативный коэффициент загрузки оборудования;

N – годовой объем выпуска детали, шт.

$$m_{p010} = \frac{50000 \cdot 1,38}{60 \cdot 4015 \cdot 0,75} = 0,382;$$

принимаем один станок $m_{np010} = 1;$

$$m_{p015} = \frac{50000 \cdot 10,02}{60 \cdot 4015 \cdot 0,75} = 2,773;$$

принимаем один станок $m_{np015} = 4;$

$$m_{p020} = \frac{50000 \cdot 2,73}{60 \cdot 4015 \cdot 0,75} = 0,756;$$

принимаем один станок $m_{np020} = 1;$

$$m_{p025} = \frac{50000 \cdot 1,52}{60 \cdot 4015 \cdot 0,75} = 0,421;$$

принимаем один станок $m_{np025} = 1;$

$$m_{p030} = \frac{50000 \cdot 0,58}{60 \cdot 4015 \cdot 0,75} = 0,161;$$

принимаем один станок $m_{np030} = 1;$

$$m_{p035} = \frac{55000 \cdot 2,44}{60 \cdot 4015 \cdot 0,75} = 0,675;$$

принимаем один станок $m_{np035} = 1;$

Определяем фактический коэффициент загрузки оборудования на каждой операции по формуле:

$$n_{3\phi} = \frac{m_p}{m_{np}} \quad (3.14)$$

$$n_{3\phi 010} = \frac{0,382}{1} = 0,382;$$

$$n_{3\phi 015} = \frac{2,773}{4} = 0,693;$$

$$n_{3\phi 020} = \frac{0,756}{1} = 0,756;$$

$$n_{3\phi 025} = \frac{0,421}{1} = 0,421;$$

$$n_{3\phi 030} = \frac{0,161}{1} = 0,161;$$

$$n_{3\phi 035} = \frac{0,675}{1} = 0,675;$$

Расчет количества операций на рабочем месте

$$O = \frac{\eta_{3H}}{\eta_{3\phi}} \quad (3.15)$$

$$O_{010} = \frac{0,75}{0,382} = 2,0;$$

$$O_{015} = \frac{0,75}{0,693} = 1,1;$$

$$O_{020} = \frac{0,75}{0,756} = 1,0;$$

$$O_{025} = \frac{0,75}{0,421} = 1,8;$$

$$O_{030} = \frac{0,75}{0,161} = 4,7;$$

$$O_{035} = \frac{0,75}{0,675} = 1,1;$$

Определяем общее количество однотипных операций на участке

$$\overset{\circ}{a} O_i = O_{010} + O_{015} + O_{020} + O_{025} + O_{030} + O_{035}, \quad (3.16)$$

$$\overset{\circ}{a} O_i = 2 + 1,1 + 1 + 1,8 + 4,7 + 1,1 = 11,7;$$

Определяем общее количество рабочих мест

$$\overset{\circ}{a} P_i = P_{010} + P_{015} + P_{020} + P_{025} + P_{030} + P_{035}, \quad (3.17)$$

$$\overset{\circ}{a} P_i = 1 + 4 + 1 + 1 + 1 + 1 = 9.$$

Определяем тип производства:

$$K_{30} = \frac{11,7}{9} \approx 1,2.$$

Таким образом, производство является крупносерийным.

В разработанном технологическом процессе приняты способы обработки, позволяющие производить обработку высокопроизводительными методами при минимальных затратах времени с максимально возможным качеством.

Разработанный техпроцесс позволяет осуществить концентрацию различных технологических переходов на одном станке, т.е. обеспечить минимальное количество переустановок детали, что позволит значительно сократить вспомогательное время и положительно скажется на качестве изделия.

3.3 Обоснование способа получения заготовки

Выбрать вид заготовки – значит, определить ее габаритные размеры и форму, припуски на обработку и, в конечном счете, предопределить трудоемкость и себестоимость обработки.

На выбор вида и метода получения заготовки влияет ряд факторов:

- марка материала, форма детали, тип производства, наличие необходимого оборудования и т. д.

Исходя из того, что деталь – пустотелое тело вращения с внутренними бобышками и крупносерийный тип производства выбираем в качестве заготовки отливку в кокиль.

Эскиз заготовки представлен на рисунке 3.1.

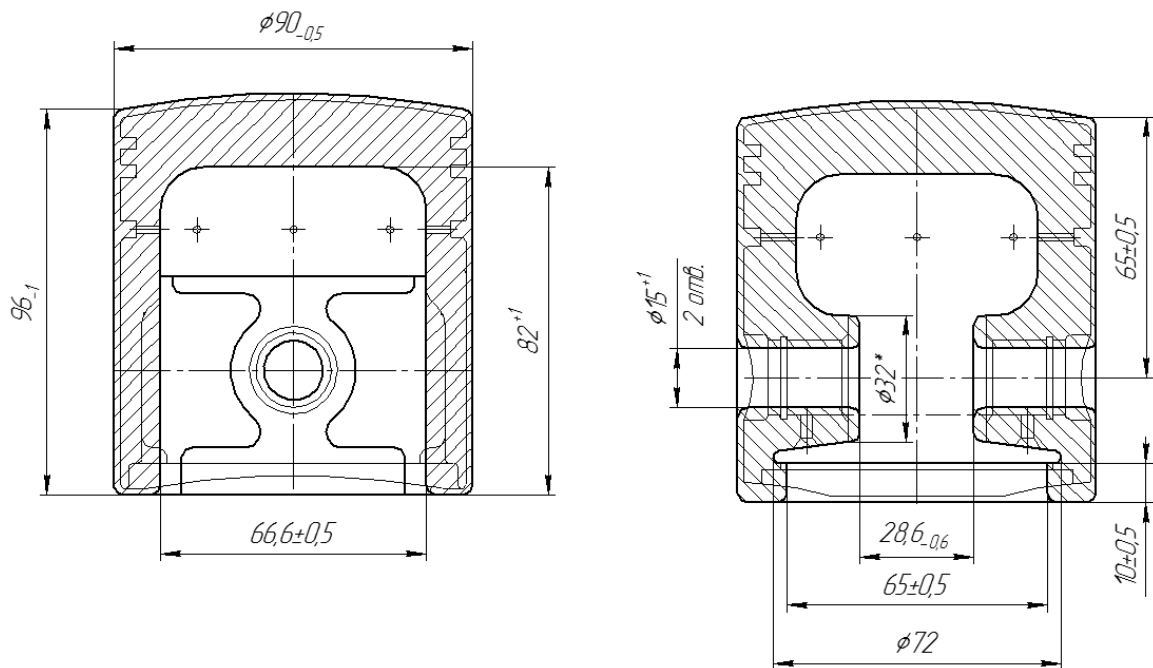


Рисунок 3.1 – Эскиз заготовки

Определяем коэффициент использования металла

$$K_{и.м} = \frac{q_d}{Q_z}, \quad (3.18)$$

где q_d, Q_z - масса детали и заготовки соответственно.

Коэффициент использования металла

$$K_{и.м} = \frac{0,284}{0,45} = 0,67.$$

Полученный коэффициент использования металла является достаточным для крупносерийного производства, и свидетельствует о том, что около 33% материала идет в отходы.

3.4 Разработка маршрутной технологии обработки детали

Учитывая существующие технологические процессы изготовления поршней в крупносерийных производствах, разрабатываем технологический процесс детали «Поршень» в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – План обработки

№ операции	Наименование и содержание операции	Технологическая база	Оборудование
005	Заготовительная Отлить заготовку	-	Участок литья
010	Токарная автоматная - Подрезать торец диаметром 90 мм, выдерживая размер 95 мм; - Расточить отверстие диаметром 82 мм глубиной 6,4 мм;	Наружная поверхность заготовки, торец	Токарный автомат 1В340
015	Токарная с ЧПУ. - Подрезать торец диаметром 90 мм, выдерживая размер 93,5мм; - Расточить сферическую поверхность диаметром 59мм на глубину 4,9 мм; - Точить поверхность предварительно диаметром 88 мм на длину 93,5 мм; - Точить две канавки диаметром 80 мм шириной 2,6 мм; - Точить канавку диаметром 76,2 мм шириной 4,2 мм; - Подрезать торец диаметром 88 мм чисто, выдерживая размер 93,2 мм; - Точить поверхность диаметром 87,4 мм чисто на длину 93,2 мм;	Внутренняя поверхность заготовки, торец	Токарный с ЧПУ Compact 480
020	Расточная - Зенкеровать отверстие диаметром 18 мм предварительно на глубину 87 мм; - Развернуть отверстие диаметром 18,8 мм чисто на глубину 87 мм; - Подрезать торец диаметром 32 мм чисто, выдерживая размер 34,6 мм;	Внутренняя поверхность заготовки, торец	Агрегат расточной специальный

Продолжение таблицы 3.4

№ операции	Наименование и содержание операции	Технологическая база	Оборудование
025	Вертикально-сверлильная - Сверлить восемь отверстий диаметром 1,5мм глубиной 8 мм; - Сверлить два отверстия диаметром 3 мм глубиной 7мм;	Внутренняя поверхность заготовки, торец	Вертикально-сверлильный С-30
030	Горизонтально-фрезерная - Фрезеровать цилиндрические пазы R210 на юбке на глубину 3,5 мм;	Наружная поверхность заготовки, торец	Горизонтально-фрезерный 6Т82
035	Токарная автоматная - Развернуть отверстие диаметром 19 мм окончательно на глубину 87 мм; - Расточить две канавки диаметром 20,4 мм под стопорные кольца	Внутренняя поверхность заготовки, торец	Токарный автомат 1В340
040	Контрольная. Проверить размеры детали и твердость на соответствие требованиям чертежа	-	Стол ОТК

Разработанный технологический процесс оформлен в виде комплекта карт технологического процесса в приложении.

3.5 Расчет припусков расчетно-аналитическим способом

Исходная заготовка – отливка в кокиль.

Данные о наиболее точной поверхности детали: цилиндрическая внутренняя поверхность, точность – высокая (6-й квалитет), шероховатость –

Ra=1,25 мкм, чертежный размер - $\varnothing 9K6 \left(\begin{smallmatrix} +0,015 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right)$ мм, длина ступени $l = 87$ мм.

По справочнику [2, т 1, таблица 4, стр. 13] устанавливаем, что для получения точности поверхности по 6-му квалитету точности при шероховатости Ra 0,16 мкм поверхность должна быть подвергнута следующим видам обработки:

- 1) сверление предварительное (получаемая точность размера 12 квалитет);
- 2) зенкерование чистовое (получаемая точность размера 10 квалитет);
- 3) развертывание предварительное (получаемая точность размера 8 квалитет);
- 4) развертывание чистовое (получаемая точность размера – 6 квалитет при шероховатости Ra 1,25 мкм).

При обработке заготовка устанавливается в специальном патроне с гидравлическим приводом.

Расчет величины операционного минимального припуска при обработке поверхности вращения ведется по формуле:

$$2Z_{i,\min} = 2 \left(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right), \quad (3.19)$$

где Rz_{i-1} – высота микронеровностей, оставшихся на поверхности от предшествующего смежного перехода. Для заготовки определяем по справочнику [2, т.1, стр. 180, табл.1], после механической обработки [2, т.1, стр. 181, табл.5];

h_{i-1} – глубина дефектного поверхностного слоя, полученная на предшествующем смежном переходе. Для заготовки определяем по справочнику [2, т.1, стр. 180, табл.1], после механической обработки [2, т.1, стр. 181, табл.5];

ρ_{i-1} – суммарное значение пространственных отклонений взаимосвязанных поверхностей от правильной геометрической формы, оставшихся после выполнения предшествующего смежного перехода,

$$\rho_{i-1} = \sqrt{\rho_a^2 + \rho_b^2 + \rho_c^2} \quad (3.20)$$

где ρ_a, ρ_b, ρ_c - отдельные пространственные отклонения.

Произведем расчет припусков в таблице 3.5.

Расчет погрешности формы заготовки

Расчет погрешности формы заготовки:

$$\rho = \sqrt{\rho_{\text{см}}^2 + \rho_{\text{кор}}^2}, \quad (3.21)$$

где $\rho_{\text{см}}$ - погрешность заготовки по смещению, $\rho_{\text{см}} = 0,15$ мм [1, таблица 34];

где $\rho_{\text{кор}}$ - допускаемая погрешность по короблению. Определяется по формуле

$$\rho_{\text{кор}} = \sqrt{(\Delta_{\kappa} \cdot d)^2 + (\Delta_{\kappa} \cdot l)^2}, \text{ мкм.}, \quad (3.22)$$

где d – диаметр обрабатываемого отверстия, $d = 19,0$ мм;

l – длина обрабатываемого отверстия, $l = 87$ мм;

Δ_{κ} - допускаемая удельная кривизна [1], $\Delta_{\kappa} = 0,5$ мкм/мм.

Тогда

$$\rho_{\text{кор}} = \sqrt{(0,5 \cdot 19)^2 + (0,5 \cdot 87)^2} = 74 \text{ мкм.}$$

$$\rho = \sqrt{0,15^2 + 0,074^2} = 0,16 \text{ мм.}$$

Остаточные пространственные отклонения, $\rho_{\text{ост.черн}} = k_y \cdot \rho_{\text{заг}}$ [1, стр.74],

где k_y – коэффициент уточнения формы.

$$\rho_{\text{ост.черн}} = 0,06 \cdot 0,16 = 0,010 \text{ мм.}$$

$$\rho_{\text{ост.чист}} = 0,05 \cdot 0,010 = 0,001 \text{ мм.}$$

Для черновой обработки погрешность установки: [1, стр.83]

$$\varepsilon_y = \sqrt{\varepsilon_{\text{б}}^2 + \varepsilon_{\text{з}}^2 + \varepsilon_{\text{пр}}^2}, \quad (3.23)$$

где $\varepsilon_{\text{б}}$ - погрешность базирования $\varepsilon_{\text{б}} = 0$ [1, таблица 36];

$\varepsilon_{\text{з}}$ - погрешность закрепления $\varepsilon_{\text{з}} = 0$ [1, таблица 37],

$\varepsilon_{\text{пр}}$ - погрешность закрепления $\varepsilon_{\text{пр}} = 0$ [1, стр.75],

$$\varepsilon_y=0$$

Таблица 3.5 – Расчет припусков

Технологи- ческий маршрут обработки	Элементы припуска				Расчётные припуски $2Z_{\min}$, мкм	Расчётный размер D_p , мм	Допуск T_d , мкм	Предельный размер		Предельный припуск	
	R_z , мкм	T , мкм	ρ , мкм	ε_y , мкм				$D_{\min}$ мм	$D_{\max}$ мм	$2Z_{\min}$ мм	$2Z_{\max}$ мм
Заготовка	100	150	160	-	-	17,883	600	17,283	17,883	-	-
Зенкero- вание	63	60	10	-	820	18,703	100	18,603	18,703	820	1320
Предварит. Разверт.	10	12	1	-	266	18,969	30	18,939	18,969	266	336
Чистовое разверт.	3,2	6	0	-	46	19,015	13	19,002	19,015	46	63
Всего:	-	-	-	-	1132	-	-	-	-	1132	1719

Минимальное значение межоперационного припуска: [2, стр.88]

$$2Z_{\min i} = 2 \left[R_{zi-1} + T_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_{yi}^2} \right] \quad (3.24)$$

$$2Z_{\min 1} = 2 \left[100 + 150 + \sqrt{160^2 + 0} \right] = 820 \text{ мкм};$$

$$2Z_{\min 2} = 2 \left[63 + 60 + \sqrt{10^2 + 0} \right] = 266 \text{ мкм};$$

$$2Z_{\min 3} = 2 \left[10 + 12 + \sqrt{1^2 + 0} \right] = 46 \text{ мкм}.$$

Расчетный размер D_p определяется начиная с конечного [1, стр.94]:

для чистового развертывания $D_p = 19,015 \text{ мм};$

для предварительного развертывания $D_p = 19,015 - 0,046 = 18,969 \text{ мм};$

для зенкерования $D_p = 18,969 - 0,266 = 18,703 \text{ мм};$

для сверления $D_p = 18,703 - 0,820 = 17,883 \text{ мм}.$

Значения допусков T_d каждого перехода принимаются в соответствии с точностью вида обработки:

для чистового развертывания $T_d = 13 \text{ мкм}$ [2, стр.8];

для предварительного развертывания $T_d = 30 \text{ мкм}$ [2, стр.8];

для зенкерования

$$T_d=100 \text{ мкм [2, стр.146];}$$

для сверления

$$T_d=600 \text{ мкм [2, стр.146].}$$

Предельный размер $D_{\max}$ получается по расчетным размерам, округленным до точности допуска соответствующего перехода.

Предельный размер $D_{\min}$ определяется из предельного наибольшего размера вычитанием допуска соответствующего перехода.

Минимальные предельные значения припусков $2Z_{\min}$ равны разности предельных наименьших размеров предыдущего и выполняемого переходов, а максимальные значения $2Z_{\max}$ – соответственно разности предельных наибольших размеров [1, стр.94]:

для чистового развертывания

$$2Z_{\min} = 19,015 - 18,969 = 0,046 \text{ мм;}$$

$$2Z_{\max} = 19,002 - 18,939 = 0,063 \text{ мм.}$$

для предварительного развертывания $2Z_{\min} = 18,969 - 18,703 = 0,266 \text{ мм;}$

$$2Z_{\max} = 18,939 - 18,603 = 0,336 \text{ мм.}$$

для чистового зенкерования

$$2Z_{\min} = 18,703 - 17,883 = 0,820 \text{ мм;}$$

$$2Z_{\max} = 18,603 - 17,283 = 1,320 \text{ мм.}$$

Все результаты произведенных расчетов сводятся в таблицу 3.5.

Проверка:

$$\sum 2Z_{\max} - \sum 2Z_{\min} = Td_3 - Td_o; \quad (3.25)$$

$$1719 - 1132 = 600 - 13;$$

$$587 = 587.$$

На основании данных расчета строится схема графического расположения

припусков и допусков по обработке поверхности $\text{AK6} \left(\begin{smallmatrix} +0,015 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right) \text{ мм (рисунок 3.3).}$

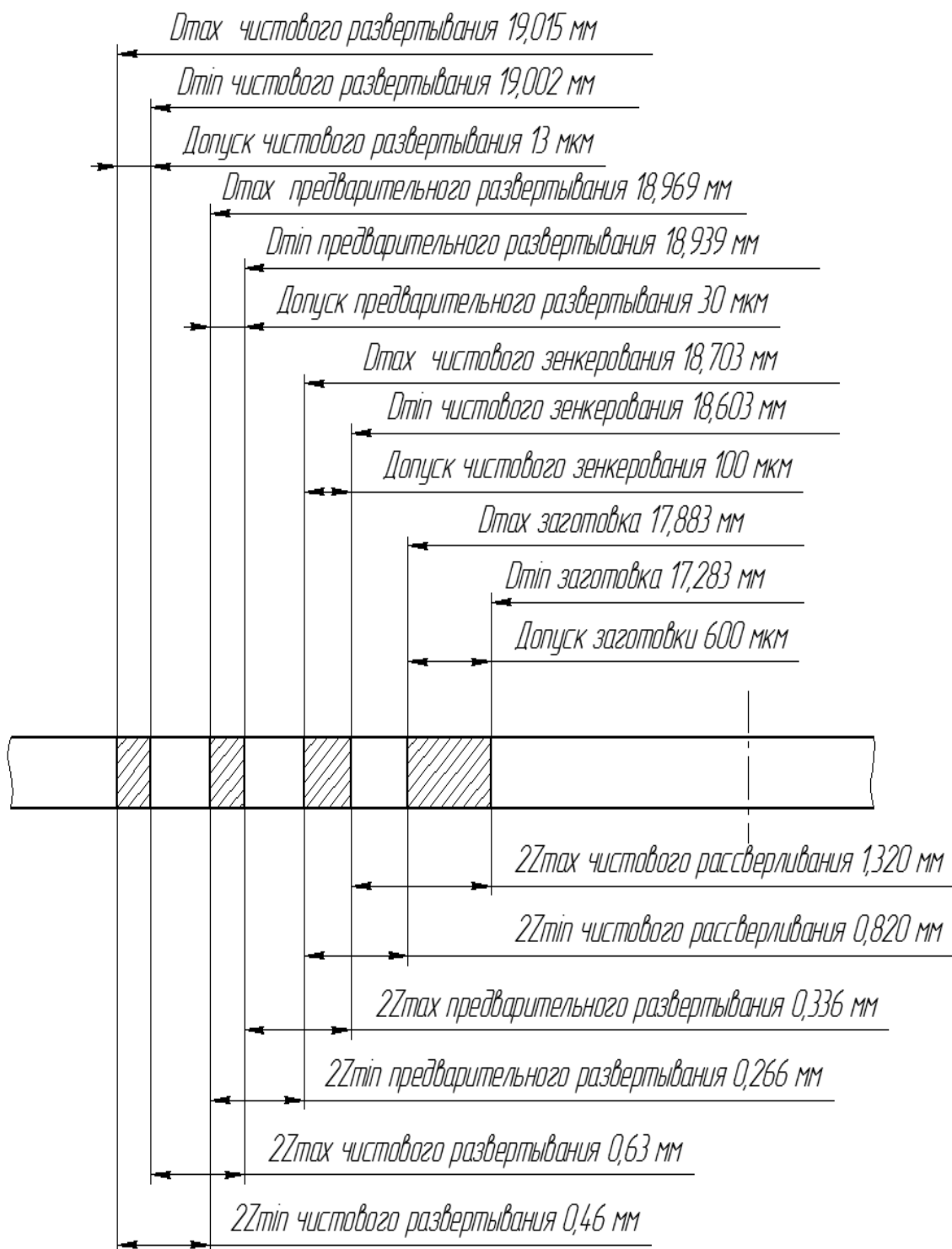


Рисунок 3.3 – Схема графического расположения припусков и допусков на обработку поверхности заготовки $\text{А9К6} \left(\begin{smallmatrix} +0,015 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right) \text{ мм}$

3.6 Расчет режимов резания

015. Токарная с ЧПУ.

Станок – токарный с ЧПУ Compact 480, мощность привода главного движения 10 кВт.

Черновая подрезка торца $\varnothing 90$ мм.

Резец 2101-0071 ГОСТ 18877-73.

Скорость резания

$$v = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v, \quad (3.26)$$

где T – стойкость инструмента, мин;

t – глубина резания, мм;

S – подача, мм/об;

C_v, x, y, m – коэффициент и показатели степени;

K_v – поправочный коэффициент.

$T=60$ мин; $t=1,5$ мм; $S=0,4$ мм/об;

$C_v=292$; $x=0,15$; $y=0,20$; $m=0,20$;

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{nv}; \quad (3.27)$$

$K_{mv}=1,271$; $K_{uv}=1,0$; $K_{nv}=0,8$;

$K_v=1,271 \cdot 1,0 \cdot 0,8=1,017$.

$$v = \frac{292}{60^{0,2} \cdot 1,5^{0,15} \cdot 0,4^{0,2}} \cdot 1,017 = 163 \text{ м/мин},$$

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot d}, \text{ мин}^{-1}, \quad (3.28)$$

$$v_{\phi} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000}, \text{ м/мин}. \quad (3.29)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 163}{3,14 \cdot 90} = 578 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 600 \text{ мин}^{-1},$$

$$v_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 600}{1000} = 165 \text{ м/мин}.$$

Сила резания

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot v_{\phi}^n \cdot K_p, \quad (3.30)$$

$$C_p=92; x=1; y=0,75; n=0;$$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{jp} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}. \quad (3.31)$$

$$K_{mp} = \left(\frac{HB}{190} \right)^m, \quad (3.32)$$

$$K_{mp} = \left(\frac{165}{190} \right)^{0,4} = 0,945,$$

$$K_p = 0,945 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,021.$$

$$P_z = 10 \cdot 92 \cdot 1,5^1 \cdot 0,4^{0,75} \cdot 165^0 \cdot 1,021 = 378 \text{ Н}.$$

Мощность резания

$$N = \frac{P_z \cdot V_\phi}{1020 \cdot 60}, \text{ кВт}. \quad (3.33)$$

$$N = \frac{378 \cdot 165}{1020 \cdot 60} = 1,0 \text{ кВт}.$$

Мощность шпинделя станка

$$N_{\text{шп}} = N \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт}. \quad (3.34)$$

Мощность станка достаточна для выполнения перехода.

Черновая обработка выточки $\varnothing 59 \text{ мм}$.

Резец 2101-0071 ГОСТ 18877-73.

Скорость резания

$$T=60 \text{ мин}; t=1,5 \text{ мм}; S=0,4 \text{ мм/об};$$

$$C_v=292; x=0,15; y=0,20; m=0,20;$$

$$K_{mv}=1,271; K_{uv}=1,0; K_{nv}=0,8;$$

$$K_v=1,271 \cdot 1,0 \cdot 0,8=1,017.$$

$$v = \frac{292}{60^{0,2} \cdot 1,5^{0,15} \cdot 0,4^{0,2}} \cdot 1,017 = 163 \text{ м/мин},$$

$$n = \frac{1000 \cdot 163}{3,14 \cdot 59} = 880 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 900 \text{ мин}^{-1},$$

$$v_\phi = \frac{3,14 \cdot 59 \cdot 900}{1000} = 166 \text{ м/мин}.$$

Сила резания

$$C_p=92; x=1; y=0,75; n=0;$$

$$K_p=0,945 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08=1,021.$$

$$P_Z=10 \cdot 92 \cdot 1,5^1 \cdot 0,4^{0,75} \cdot 166^0 \cdot 1,021=379 \text{ Н.}$$

Мощность резания

$$N=\frac{379 \cdot 166}{1020 \cdot 60}=1,1 \text{ кВт.}$$

Мощность станка достаточна для выполнения перехода.

Черновая токарная обработка $\varnothing 88$ мм.

Резец 2101-0602 ГОСТ 18877-73.

Скорость резания

$$T=60 \text{ мин; } t=1,5 \text{ мм; } S=0,4 \text{ мм/об;}$$

$$C_v=292; x=0,15; y=0,20; m=0,20;$$

$$K_{mv}=1,271; K_{uv}=1,0; K_{nv}=0,8;$$

$$K_v=1,271 \cdot 1,0 \cdot 0,8=1,017.$$

$$v=\frac{292}{60^{0,2} \cdot 1,5^{0,15} \cdot 0,4^{0,2}} \cdot 1,017=163 \text{ м/мин,}$$

$$n=\frac{1000 \cdot 163}{3,14 \cdot 88}=590 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 600 \text{ мин}^{-1},$$

$$v_\phi=\frac{3,14 \cdot 88 \cdot 600}{1000}=166 \text{ м/мин.}$$

Сила резания

$$C_p=92; x=1; y=0,75; n=0;$$

$$K_p=0,945 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08=1,021.$$

$$P_Z=10 \cdot 92 \cdot 1,5^1 \cdot 0,4^{0,75} \cdot 166^0 \cdot 1,021=379 \text{ Н.}$$

Мощность резания

$$N=\frac{379 \cdot 166}{1020 \cdot 60}=1,1 \text{ кВт.}$$

Мощность станка достаточна для выполнения перехода.

Точение канавки шириной 2,6 мм диаметром 80 мм.

Резец 2130-0251 ГОСТ 18884-73.

Скорость резания

$T=60$ мин; $t=2,6$ мм; $S=0,1$ мм/об;

$C_v=68,5$; $x=0$; $y=0,40$; $m=0,2$;

$K_{mv}=1,271$; $K_{uv}=1,0$; $K_{nv}=0,8$;

$K_v=1,271 \cdot 1,0 \cdot 0,8=1,017$.

$$v = \frac{68,5}{60^{0,2} \cdot 2,6^0 \cdot 0,1^{0,4}} \cdot 1,017 = 77 \text{ м/мин},$$

$$n = \frac{1000 \cdot 77}{3,14 \cdot 80} = 243 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 250 \text{ мин}^{-1},$$

$$v_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 250}{1000} = 80 \text{ м/мин}.$$

Сила резания

$C_p=92$; $x=1$; $y=0,75$; $n=0$;

$K_p=0,945 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08=1,021$.

$$P_z = 10 \cdot 92 \cdot 2,6^1 \cdot 0,1^{0,75} \cdot 80^0 \cdot 1,021 = 501 \text{ Н}.$$

Мощность резания

$$N = \frac{501 \cdot 80}{1020 \cdot 60} = 0,6 \text{ кВт}.$$

Мощность станка достаточна для выполнения перехода.

Чистовая обработка торца $\varnothing 88$ мм.

Резец 2101-0071 ГОСТ 18877-73.

Скорость резания

$T=60$ мин; $t=0,5$ мм; $S=0,1$ мм/об;

$C_v=292$; $x=0,15$; $y=0,20$; $m=0,20$;

$K_{mv}=1,271$; $K_{uv}=1,0$; $K_{nv}=0,8$;

$K_v=1,271 \cdot 1,0 \cdot 0,8=1,017$.

$$v = \frac{292}{60^{0,2} \cdot 0,5^{0,15} \cdot 0,1^{0,2}} \cdot 1,017 = 231 \text{ м/мин},$$

$$n = \frac{1000 \cdot 231}{3,14 \cdot 88} = 836 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 800 \text{ мин}^{-1},$$

$$v_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 88 \cdot 800}{1000} = 221 \text{ м/мин.}$$

Сила резания

$$C_p = 92; x = 1; y = 0,75; n = 0;$$

$$K_p = 0,945 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,021.$$

$$P_Z = 10 \cdot 92 \cdot 0,5^1 \cdot 0,1^{0,75} \cdot 221^0 \cdot 1,021 = 79 \text{ Н.}$$

Мощность резания

$$N = \frac{79 \cdot 221}{1020 \cdot 60} = 1,0 \text{ кВт.}$$

Мощность станка достаточна для выполнения перехода.

Чистовая обработка поверхности $\varnothing 87,4 \text{ мм}$.

Резец 2101-0601 ГОСТ 18877-73.

Скорость резания

$$T = 60 \text{ мин; } t = 0,5 \text{ мм; } S = 0,1 \text{ мм/об;}$$

$$C_v = 292; x = 0,15; y = 0,20; m = 0,20;$$

$$K_{mv} = 1,271; K_{uv} = 1,0; K_{nv} = 0,8;$$

$$K_v = 1,271 \cdot 1,0 \cdot 0,8 = 1,017.$$

$$v = \frac{292}{60^{0,2} \cdot 0,5^{0,15} \cdot 0,1^{0,2}} \cdot 1,017 = 231 \text{ м/мин,}$$

$$n = \frac{1000 \cdot 231}{3,14 \cdot 87,5} = 841 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 800 \text{ мин}^{-1},$$

$$v_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 87,5 \cdot 800}{1000} = 220 \text{ м/мин.}$$

Сила резания

$$C_p = 92; x = 1; y = 0,75; n = 0;$$

$$K_p = 0,945 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,021.$$

$$P_Z = 10 \cdot 92 \cdot 0,5^1 \cdot 0,1^{0,75} \cdot 220^0 \cdot 1,021 = 79 \text{ Н.}$$

Мощность резания

$$N = \frac{79 \cdot 220}{1020 \cdot 60} = 1,0 \text{ кВт.}$$

Мощность станка достаточна для выполнения перехода.

Нормируем операцию.

Нормируем переходы.

Основное время на переход

$$T_o = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i, \text{ мин.} \quad (3.35)$$

$$L = l + y + D. \quad (3.36)$$

где l - длина обработки, мм;

y - врезание, мм;

D - перебег, мм.

$$L_1 = 45 + 1,5 + 0 = 46,5 \text{ мм;}$$

$$T_{01} = \frac{46,5}{600 \cdot 0,4} = 0,19 \text{ мин.}$$

$$L_2 = 29,5 + 1,5 + 0 = 31 \text{ мм;}$$

$$T_{02} = \frac{31}{900 \cdot 0,4} = 0,10 \text{ мин.}$$

$$L_3 = 93,5 + 1,5 + 1,5 = 96,5 \text{ мм;}$$

$$T_{03} = \frac{96,5}{600 \cdot 0,4} = 0,40 \text{ мин.}$$

$$L_4 = (4,0 + 1,0 + 0) \times 2 + (6,0 + 1,0 + 0) = 17 \text{ мм;}$$

$$T_{04} = \frac{17}{250 \cdot 0,1} = 0,68 \text{ мин.}$$

$$L_5 = 88 + 0,5 + 0 = 88,5 \text{ мм;}$$

$$T_{05} = \frac{88,5}{800 \cdot 0,1} = 1,12 \text{ мин.}$$

$$L_6 = 93,5 + 0,5 + 0,5 = 94,5 \text{ mm};$$

$$T_{06} = \frac{94,5}{800 \cdot 0,1} = 1,18 \text{ мин.}$$

Основное время на операцию

$$T_0 = 0,19 + 0,1 + 0,4 + 0,68 + 1,12 + 1,18 = 3,67 \text{ мин.}$$

Вспомогательное время на операцию

$$T_{\text{в}} = 0,36 + 0,18 + 0,39 = 0,93 \text{ мин.}$$

Оперативное время

$$T_{\text{оп}} = T_0 + T_{\text{в}}, \text{ мин.} \quad (3.37)$$

$$T_{\text{оп}} = 3,67 + 0,93 = 4,60 \text{ мин.}$$

$$T_{\text{об.от}} = 0,07 \cdot 4,60 = 0,32 \text{ мин.}$$

Штучное время на операцию

$$T_{\text{шт}} = 3,67 + 0,93 + 0,32 = 4,92 \text{ мин.}$$

Штучно-калькуляционное время на операцию

$$T_{\text{ш-к}} = \frac{30}{20} + 4,92 = 6,42 \text{ мин.}$$

Вывод

В технологическом разделе разработан технологический процесс обработки поршня.

Определен тип производства; выбраны технологические базы и назначены технологические переходы обработки детали, на основании чего спроектирован технологический маршрут обработки детали.

Определены припуски.

Выбрано оборудование и инструменты для обработки детали, рассчитаны режимы резания и нормы времени на операцию.

4 ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Годовой экономический эффект, ожидаемый от внедрения разработанной конструкции поршня, представляет собой экономию приведённых затрат по сравнению с базовым вариантом двигателя.

Годовой экономический эффект рассчитываем по формуле, руб.:

$$\mathcal{E}_{год} = (C_{\bar{o}} + K_{\bar{o}} E_k) \beta - (C_n + K_n E_n), \quad (4.1)$$

где $C_{\bar{o}}$, C_n – годовые эксплуатационные затраты по базовому и новому вариантам, руб.;

$K_{\bar{o}}$, K_n – капитальные затраты по базовому и новому вариантам, руб.;

E_k – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, $E_k = 0,15$;

β – коэффициент приведения показателей базового варианта к новому.

Текущие затраты при эксплуатации двигателя (базового и нового) определяются по формуле:

$$C = A + \mathcal{Z}_p + \mathcal{Z}_{mo}, \quad (4.2)$$

где $\mathcal{Z}_a$ – затраты на амортизацию, руб.;

$\mathcal{Z}_p$ – затраты на ремонт, руб.;

$\mathcal{Z}_{mo}$ – затраты на техническое обслуживание системы, руб.

Годовые амортизационные отчисления рассчитываются с учётом нормы амортизации, ($a_n = 15\%$) и первоначальной стоимости объекта определяются по формуле:

$$A = a_n \mathcal{C}_{omn} \quad (4.3)$$

Подставляя значения в формулу, получаем амортизационные отчисления для базовой системы:

$$A_{\bar{o}} = a_n \mathcal{C}_{omn \bar{o}} \quad (4.4)$$

$$A_{\delta} = 0,15 \cdot 5\,000 = 750 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления нового устройства:

$$A_n = a_n C_{\text{отпн}} \quad (4.5)$$

$$A_n = 0,15 \cdot 10220 = 1\,533 \text{ руб.}$$

Годовые расходы на ремонт учитывают стоимость заменяемых деталей и определяются как 10 % от первоначальной стоимости объекта, подлежащего ремонту:

$$З_{pB} = 0,1 C_{\text{отпн}} \quad (4.6)$$

$$З_{pH} = 0,1 C_{\text{отпн}}$$

Подставляя значения в формулу, получаем годовые расходы на ремонт:

$$З_{p\delta} = 0,1 \cdot 5\,000 = 500 \text{ руб.}$$

$$З_{pn} = 0,1 \cdot 10\,220 = 1\,022 \text{ руб.}$$

Затраты на техническое обслуживание определяются по формуле:

$$З_{\text{то}} = З_{\text{зн}} + З_{\text{дн}} + З_{\text{сс}} + З_{\text{нр}}, \quad (4.7)$$

где $З_{\text{то}}$ – основная заработная плата рабочих при проведении операции техобслуживания (ТО), руб.;

$З_{\text{дн}}$ – дополнительная заработная плата рабочих, руб.;

$З_{\text{сс}}$ – отчисления на социальное страхование, руб.;

$З_{\text{нр}}$ – затраты на накладные расходы, руб.

Основная заработная плата рабочих на операцию ТО определяется по формуле:

$$З_{\text{зн}} = P_{\text{сз}} З_o / P_p, \quad (4.8)$$

где $P_{\text{сз}}$ – среднегодовой пробег ТС, $P_{\text{сз}} = 40000$ км;

P_p – пробег до очередного технического обслуживания, для базового транспорта $P_{p\delta} = 20000$ км, для нового транспорта $P_{pn} = 30000$ км;

$З_o$ – основная заработная плата рабочих, приходящаяся на одну операцию ТО, руб.;

Основная заработная плата рабочих, приходящаяся на одну операцию ТО, определяется по формуле:

$$З_o = T_{\text{опер}} C_p, \quad (4.9)$$

где $T_{опер}$ – время проведения операции ТО, для базового транспорта $T_{опер б} = 5,8$ ч, для нового транспорта $T_{опер н} = 5,1$ ч;

C_p – средняя часовая ставка рабочего, $C_p = 100$ руб./ ч.

Подставляя значения в формулу получаем:

$$З_{о б} = 5,8 \cdot 100 = 580 \text{ руб.}$$

$$З_{о н} = 3,1 \cdot 100 = 310 \text{ руб.}$$

Подставляя значения в формулу получаем:

$$З_{зн б} = П_{сз} З_{о б} / П_{р б} \quad (4.10)$$

$$З_{зн б} = 40000 \cdot 580 / 20000 = 1160 \text{ руб.}$$

$$З_{зн н} = П_{сз} З_{о н} / П_{р н} \quad (4.11)$$

$$З_{зн н} = 40000 \cdot 310 / 30000 = 680 \text{ руб.}$$

Дополнительная заработная плата рабочих определяется по формуле:

$$З_{дн} = 0,3 \cdot З_{зн} \quad (4.12)$$

Подставляя значения в формулу получаем:

$$З_{дн б} = 0,3 \cdot 1160 = 348 \text{ руб.}$$

$$З_{дн н} = 0,3 \cdot 680 = 204 \text{ руб.}$$

Отчисления на социальное страхование определяются по формуле:

$$З_{сс} = 0,34 (З_{зн} + З_{дн}) \quad (4.13)$$

Подставляя значения в формулу получаем:

$$З_{сс б} = 0,34 (1160 + 348) = 513 \text{ руб.}$$

$$З_{сс н} = 0,34 (680 + 204) = 301 \text{ руб.}$$

Накладные расходы определяются по формуле:

$$З_{нр} = 5 \cdot З_{зн}, \quad (4.14)$$

Подставляя значения в формулу получаем:

$$З_{нр б} = 5 \cdot 1160 = 5800 \text{ руб.}$$

$$З_{нр н} = 5 \cdot 680 = 3400 \text{ руб.}$$

Подставляя полученные значения в формулу определяем затраты на техническое обслуживание:

$$З_{то б} = З_{зн б} + З_{дн б} + З_{сс б} + З_{нр б} \quad (4.15)$$

$$З_{мо\delta} = 1160 + 348 + 513 + 5800 = 7821 \text{ руб.}$$

$$З_{мо\eta} = З_{зн\eta} + З_{оп\eta} + З_{сс\eta} + З_{нр\eta} \quad (4.16)$$

$$З_{мо\eta} = 680 + 204 + 301 + 3400 = 4585 \text{ руб.}$$

Подставляя полученные значения в формулу определяем текущие затраты при эксплуатации:

$$C_{\delta} = A_{\delta} + З_{р\delta} + З_{мо\delta} \quad (4.17)$$

$$C_{\delta} = 750 + 500 + 7821 = 9071 \text{ руб.}$$

$$C_{\eta} = A_{\eta} + З_{р\eta} + З_{мо\eta} \quad (4.18)$$

$$C_{\eta} = 1533 + 1022 + 4585 = 7140 \text{ руб.}$$

Коэффициент приведения показателей базового и нового вариантов:

$$\beta = \beta_n \beta_t, \quad (4.19)$$

где β_n – коэффициент приведения по пробегу;

β_t – коэффициент приведения по фактору времени.

Коэффициент приведения по пробегу определяется по формуле:

$$\beta_n = П_{к\eta} / П_{к\delta}, \quad (4.20)$$

где $П_{к\eta}$, $П_{к\delta}$ – пробег до капитального ремонта соответственно базового и нового транспорта, км.

Подставляя значения в формулу получаем:

$$\beta_n = 110000 / 100000 = 1,1$$

Коэффициент приведения по фактору времени определяется по формуле:

$$\beta_t = (1 + E_n)^t, \quad (4.21)$$

где t – период времени, отделяющий год вложения капитальных затрат от года на который они приводятся.

Подставляя значения в формулу, получаем:

$$\beta_t = (1 + 0,10)^1 = 1,10$$

Подставляя полученные значения в формулу, определяем коэффициент приведения показателей базового и нового вариантов:

$$\beta = 1,1 \cdot 1,10 = 1,21$$

Капитальные затраты принимаем равными отпускным ценам на базовый и новый вариант системы:

$$K_{\delta} = C_{\text{отт } \delta} = 5\,000 \text{ руб.}$$

$$K_{\pi} = C_{\text{отт } \pi} = 10\,220 \text{ руб.}$$

Подставляя полученные значения в формулу (4.1) определяем годовой экономический эффект эксплуатации разработанной конструкции поршня двигателя:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (9071 + 5\,000 \cdot 0,15) 1,21 - (7140 + 10\,220 \cdot 0,15) = 3210 \text{ руб.}$$

Выводы

Анализируя калькуляцию себестоимости и цены разработанной конструкции поршня двигателя можно сделать вывод, что она будет на 5 220 руб. дороже аналога.

Но экономический эффект применения разработанной конструкции поршня с учетом эксплуатации составляет 3210 руб. в год.

Следовательно, производство и эксплуатация разработанной конструкции поршня двигателя экономически выгодно.

Заключение

В выпускной квалификационной работе был спроектирован рядный четырехцилиндровый бензиновый двигатель с модернизированной конструкцией цилиндро-поршневой группы.

В ходе проектирования был проведен патентный обзор существующих способов повышения степени сжатия карбюраторных двигателей, отвечающих современным требованиям.

Произведенные в ходе проектирования тепловой, кинематический и динамический расчеты, позволили определить основные размеры рабочих деталей двигателя, а также нагрузки, действующие в них.

В научно-исследовательском разделе было проведено исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели.

В технологической части работы разработан технологический процесс изготовления поршня. Была определена последовательность технологических операций. Проведен расчет режимов резания. Разработанная технология обеспечивает экономически эффективное изготовление детали.

Экономический эффект применения разработанной системы питания составляет 3210 руб. в год.

Следовательно, производство и эксплуатация разработанной конструкции цилиндро-поршневой группы карбюраторного двигателя экономически выгодно.

Список использованной литературы

1. Артёмов И.И. Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы. Курсовое и дипломное проектирование: методика и общие требования. / И.И. Артёмов, А. Б. Балакшин, А.А. Грабовский и др.: – Пенза : ПГУ, 2004. – 226 с.
2. Вершинин, Г. А. Методическое пособие по курсам теория рабочих процессов ДВС и динамика ДВС для студентов специальности Т. 05.10.00. / Г. А. Вершинин, Г. Я. Якубенко. – Минск : 2001. – 187 с.
3. Вырубов, Д. М. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности ДВС. – 4-е изд., перераб. и доп. / Д.М. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М. : Машиностроение, 1984. – 384 с.
4. Гоц, А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учебное пособие. / А.Н. Гоц. Владим. гос. ун-т. – Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ. : 2005. – 124 с.
5. Паровой Ф.В. Конструирование ДВС [Электронный ресурс]: электрон. Учебн пособие / Ф.В. Паровой, Д.С. Лёжин; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (Нац. исслед. ун-т)., 2011-75 с.
6. Ефимов, С. И. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С. И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. – М. : 1985. – 456 с.
7. Исаченко, В.П. Теплопередача. / В.П. Исаченко, В.А., Осипова А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975.
8. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. кн. 2. Динамика ДВС: Учеб. / Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; под ред. В. Н. Луканина. – М. :Высш. шк., 1995. – 320 с.
9. Косилова, А. Г. Справочник технолога -машиностроителя. В 2-х томах / А. Г. Косилова, Р.К. Мещеряков. – М. : Машиностроение, 1985. – 496 с, ил.

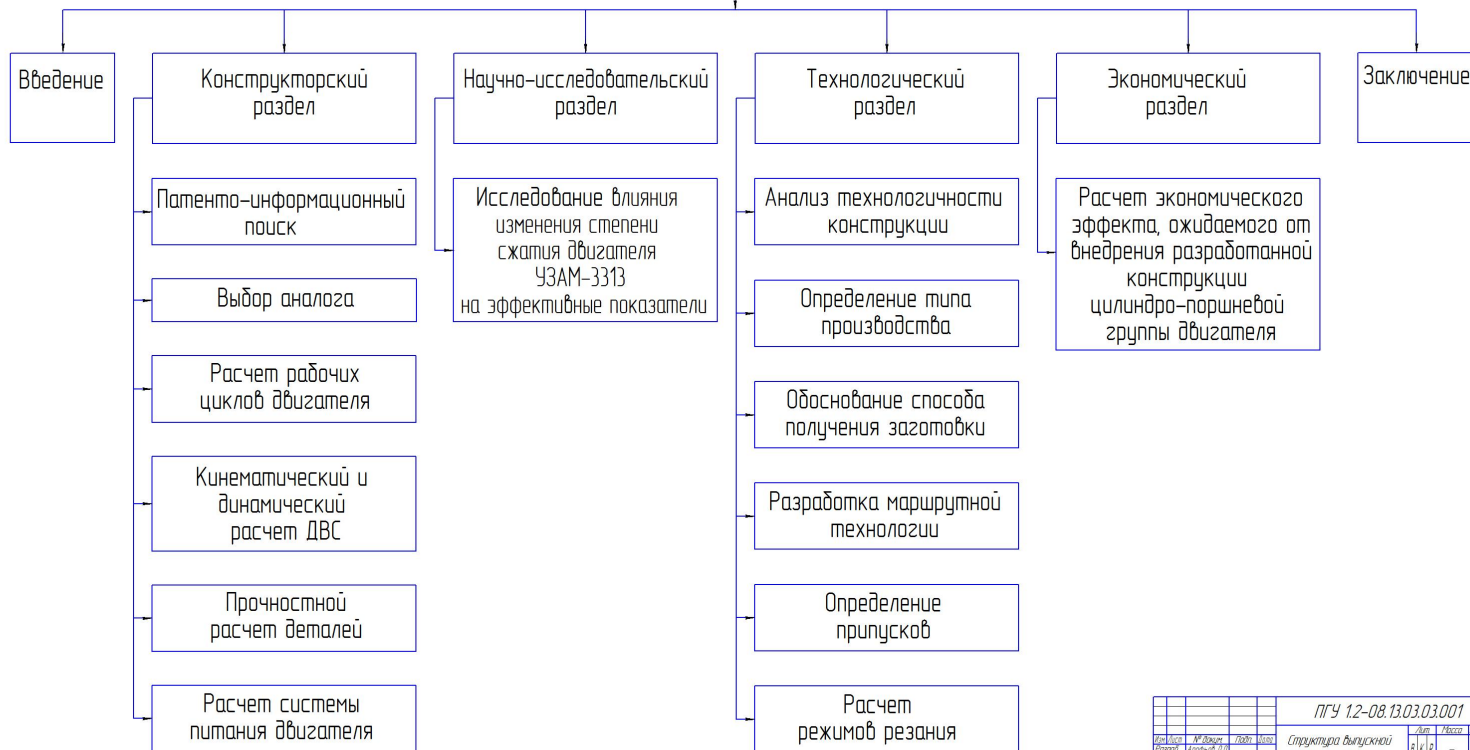
10. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб. / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; под ред. В. Н. Луканина. – М. :Высш. шк., 1995. – 369 с.
11. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М. :Высш. школа, 2002. – 496 с.
12. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. кн. 3. Конструирование ДВС: Учеб. / . Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; под ред. В. Н. Луканина. – М. :Высш. шк., 1995. – 255 с.
13. Пантелеев В.Ф. Расчёты деталей машин: учебное пособие -3-е издание, доп.-Пенза: Издательство Пензенского гос. университета, 2007.-208с.: ил.-Библиогр. : с.177-178.
14. Арзамасов Б.Н. Конструкционные материалы [Текст] : Справочник/ Под общ. ред. – М.: Машиностроение, 1990. – 688 с.
15. Салмин В.В. Расчёт и проектирование транспортных энергетических установок: учеб. пособие по курсовому проектированию / Салмин В.В.- Пенза: ПГУАС, 2012 - 138 с.
16. Балабанов А. Н. Технологичность конструкций машин - М, 1987. – 336 с.
17. Синявский В.В., Иванов И.Е. Форсирование двигателей. Системы и агрегаты наддува: учеб. пособие / В.В. Синявский, И.Е. Иванов. - М.:МАДИ, 2016-112 с.
18. Макушев Ю.П. и др. Агрегаты наддува двигателей / Ю.П. Макушев, С.В. Корнеев, В.В. Рындин. Учебное пособие. Омск: Изд-во СиБАДИ, 2006 - 58 с.
19. Липилин В.И. Расчёт воздухообеспечения дизельного двигателя с наддувом: метод. указания / сост. В.И. Липилин, А.С. Панкрашев. - Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2011.-12 с.

20. Шевченко П.Л. Тепловые расчёт автомобильных двигателей: учеб пособие - Омск: Изд-во СибАДИ, 2007.-187 с.
21. Дальский А.М. Справочник технолога-машиностроителя: В 2-х т. Т.1/ сост. А.Г.Косилова, Р.К.Мещеряков, А.Г.Суслов. – 5-е изд., исправл. – М.: Машиностроение-1, 2003. – 912с.
22. Папанов А.А. Обработка металлов резанием: Справочник технолога. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004. – 784 с.: ил.
23. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина.– М.: Энергоатомиздат, 1991. – 96 с.
24. Алексеев, Г.А. Расчет и конструирование режущего инструмента. Учебное пособие / Г.А.Алексеев, В.В.Аршинов, Е.А.Смольников. – М.: Машгиз, 1951. – 346 с.
25. Теория автомобильных и тракторных двигателей: Учебник для вузов. Ленин И.М. – М. : Машиностроение, 1969. – 368 с.
26. Богданов В.Н. Справочное руководство по черчению. – М. : Машиностроение, 1989. – 864 с.
27. Е.Я. Юдин, С.В. Белов, С.К. Баланцев и др. под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова – 2-е изд., перераб. и доп. Охрана труда в машиностроении: Учебник для машиностроительных вузов. – М. : Машиностроение, 1983. – 432 с.
28. K.Owen, T.Coley. **Automobile Fuel Handbook** - New-York, SAE, 1990. – 275 pages.
29. J. Geiger, M. Grigo, O. Lang, P. Hupperich. **Direct Injection Gasoline Engines - Combustion and Design.** - SAE Paper 1999 - 01 - 0170, 1999. – 189 pages.
30. Hurwicz L., Reiter S. Designing Economic Mechanisms. / L.Hurwicz, S.Reiter. — Cam-bridge University Press, — 2006. — 344 p.

Структура выпускной квалификационной работы

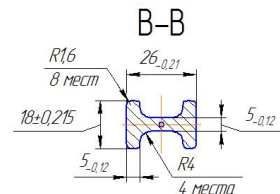
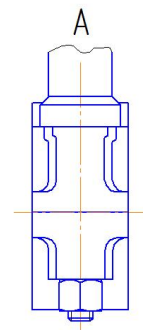
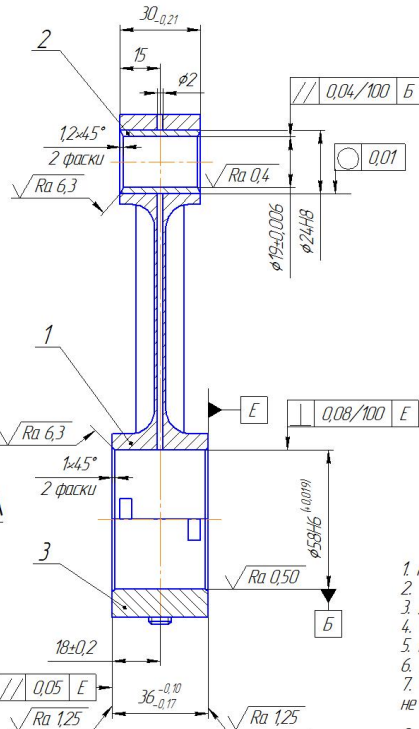
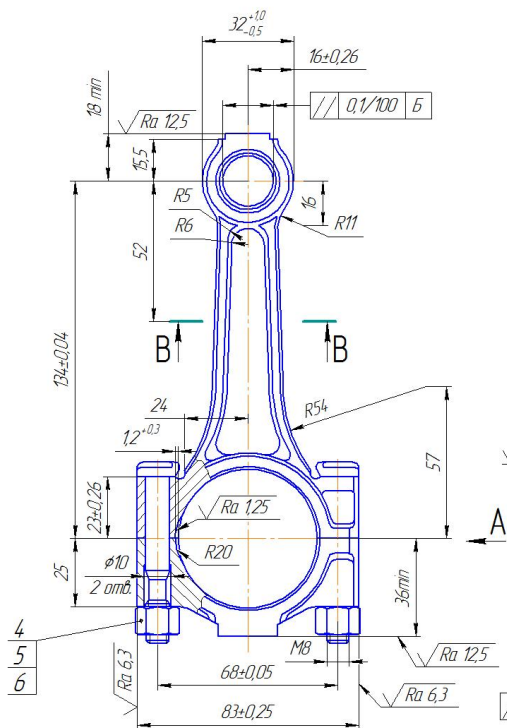
Исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели

Провести исследование влияния изменения степени сжатия двигателя УЗАМ-3313 на эффективные показатели



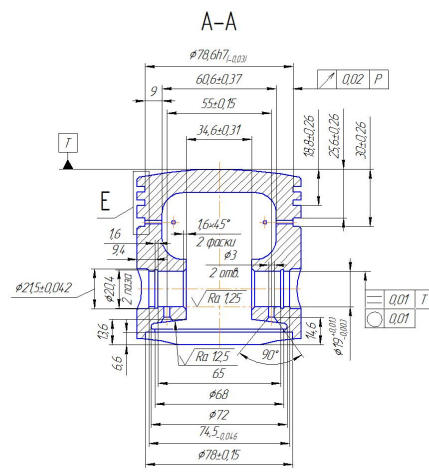
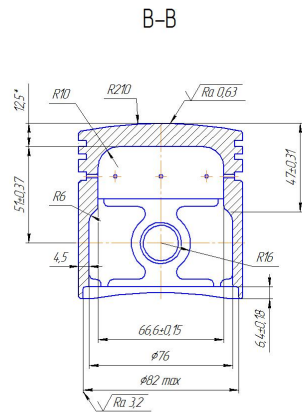
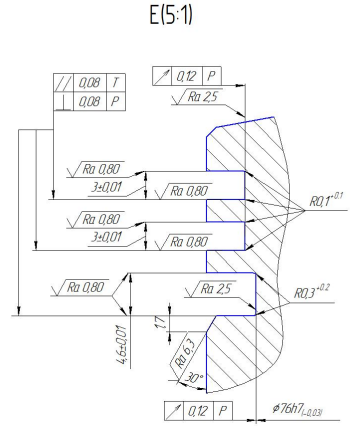
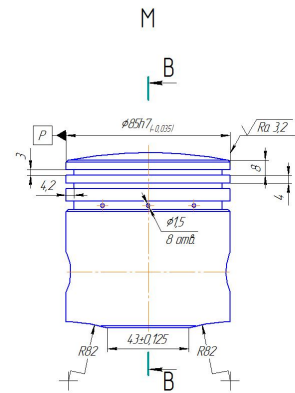
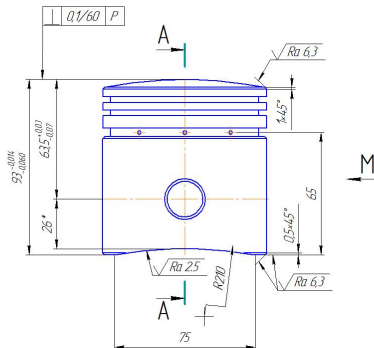
Итого				Итого			
Дет.	Матр.	Матр.	Матр.	Дет.	Матр.	Матр.	Матр.
1	1	1	1	1	1	1	1
2	2	2	2	2	2	2	2
3	3	3	3	3	3	3	3
4	4	4	4	4	4	4	4
5	5	5	5	5	5	5	5
6	6	6	6	6	6	6	6
7	7	7	7	7	7	7	7
8	8	8	8	8	8	8	8
9	9	9	9	9	9	9	9
10	10	10	10	10	10	10	10
11	11	11	11	11	11	11	11
12	12	12	12	12	12	12	12
13	13	13	13	13	13	13	13
14	14	14	14	14	14	14	14
15	15	15	15	15	15	15	15
16	16	16	16	16	16	16	16
17	17	17	17	17	17	17	17
18	18	18	18	18	18	18	18
19	19	19	19	19	19	19	19
20	20	20	20	20	20	20	20
21	21	21	21	21	21	21	21
22	22	22	22	22	22	22	22
23	23	23	23	23	23	23	23
24	24	24	24	24	24	24	24
25	25	25	25	25	25	25	25
26	26	26	26	26	26	26	26
27	27	27	27	27	27	27	27
28	28	28	28	28	28	28	28
29	29	29	29	29	29	29	29
30	30	30	30	30	30	30	30
31	31	31	31	31	31	31	31
32	32	32	32	32	32	32	32
33	33	33	33	33	33	33	33
34	34	34	34	34	34	34	34
35	35	35	35	35	35	35	35
36	36	36	36	36	36	36	36
37	37	37	37	37	37	37	37
38	38	38	38	38	38	38	38
39	39	39	39	39	39	39	39
40	40	40	40	40	40	40	40
41	41	41	41	41	41	41	41
42	42	42	42	42	42	42	42
43	43	43	43	43	43	43	43
44	44	44	44	44	44	44	44
45	45	45	45	45	45	45	45
46	46	46	46	46	46	46	46
47	47	47	47	47	47	47	47
48	48	48	48	48	48	48	48
49	49	49	49	49	49	49	49
50	50	50	50	50	50	50	50
51	51	51	51	51	51	51	51
52	52	52	52	52	52	52	52
53	53	53	53	53	53	53	53
54	54	54	54	54	54	54	54
55	55	55	55	55	55	55	55
56	56	56	56	56	56	56	56
57	57	57	57	57	57	57	57
58	58	58	58	58	58	58	58
59	59	59	59	59	59	59	59
60	60	60	60	60	60	60	60
61	61	61	61	61	61	61	61
62	62	62	62	62	62	62	62
63	63	63	63	63	63	63	63
64	64	64	64	64	64	64	64
65	65	65	65	65	65	65	65
66	66	66	66	66	66	66	66
67	67	67	67	67	67	67	67
68	68	68	68	68	68	68	68
69	69	69	69	69	69	69	69
70	70	70	70	70	70	70	70
71	71	71	71	71	71	71	71
72	72	72	72	72	72	72	72
73	73	73	73	73	73	73	73
74	74	74	74	74	74	74	74
75	75	75	75	75	75	75	75
76	76	76	76	76	76	76	76
77	77	77	77	77	77	77	77
78	78	78	78	78	78	78	78
79	79	79	79	79	79	79	79
80	80	80	80	80	80	80	80
81	81	81	81	81	81	81	81
82	82	82	82	82	82	82	82
83	83	83	83	83	83	83	83
84	84	84	84	84	84	84	84
85	85	85	85	85	85	85	85
86	86	86	86	86	86	86	86
87	87	87	87	87	87	87	87
88	88	88	88	88	88	88	88
89	89	89	89	89	89	89	89
90	90	90	90	90	90	90	90
91	91	91	91	91	91	91	91
92	92	92	92	92	92	92	92
93	93	93	93	93	93	93	93
94	94	94	94	94	94	94	94
95	95	95	95	95	95	95	95
96	96	96	96	96	96	96	96
97	97	97	97	97	97	97	97
98	98	98	98	98	98	98	98
99	99	99	99	99	99	99	99
100	100	100	100	100	100	100	100

[illegible]



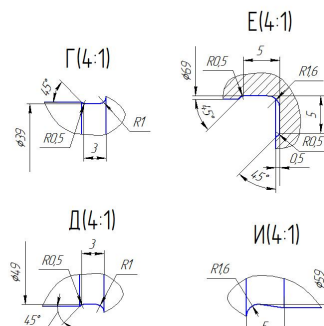
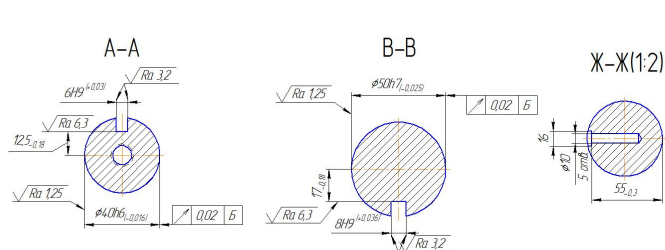
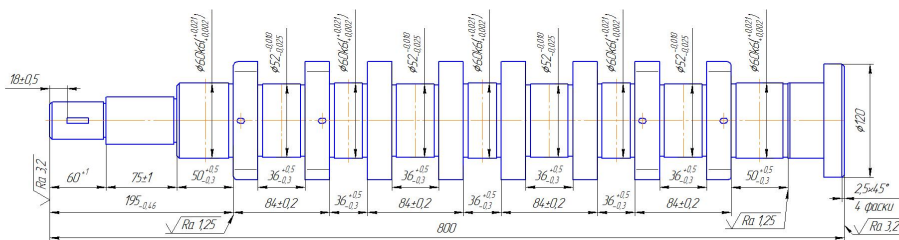
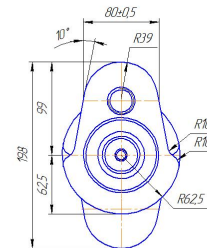
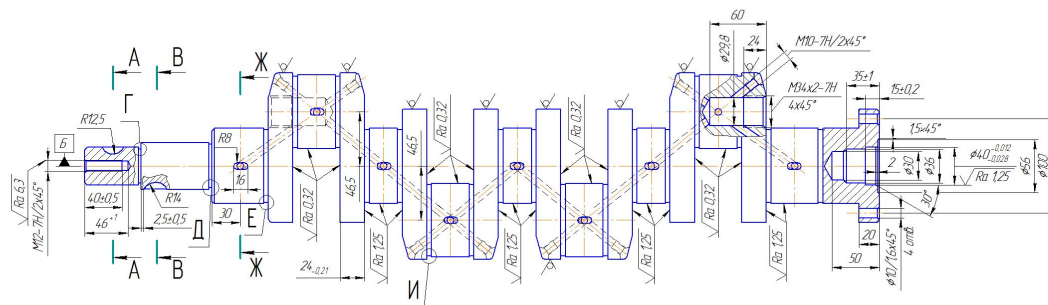
1. НВ 228..269.
2. * Размеры для справок.
3. Допускается смещение по линии разреза штампа не более 0,5мм.
4. Кривизна стержня шатуна допускается не более 2мм.
5. Неуказанные кантовые радиусы 2мм, кантовые уклоны 7°.
6. Допускается заусенец по контуру не более 0,4мм.
7. Поверхности отверстий $\phi 19$ и $\phi 52$ должны быть чистыми, не иметь рисок, царапин и задира.
8. $H12$ $h12 \pm \frac{IT12}{2}$.
9. Неуказанные допуски паковки $\pm 0,5$ мм.
10. Разновес шатунов, входящих в один комплект на двигатель, не более 0,1 кг.
11. Остальные технические требования по ГОСТ 845-97.

ПГУ 12-08.13.03.03.006 СБ					Шатун			Лист	Масса	Масштаб
Сборочный чертеж					Б	К	Р	0,36	11	
Изм./Лист					№ докум.		Подп.	Дата	Лист	
Разработ.					А.А.А.А.А.				1	
Проб.					Ж.К.А.П.					
Т.Контр.										
Начерт.					Ж.К.А.П.				Кафедра ТМ	
Упр.					С.А.А.А.А.				Группа 15МД1	
									Формат А2	



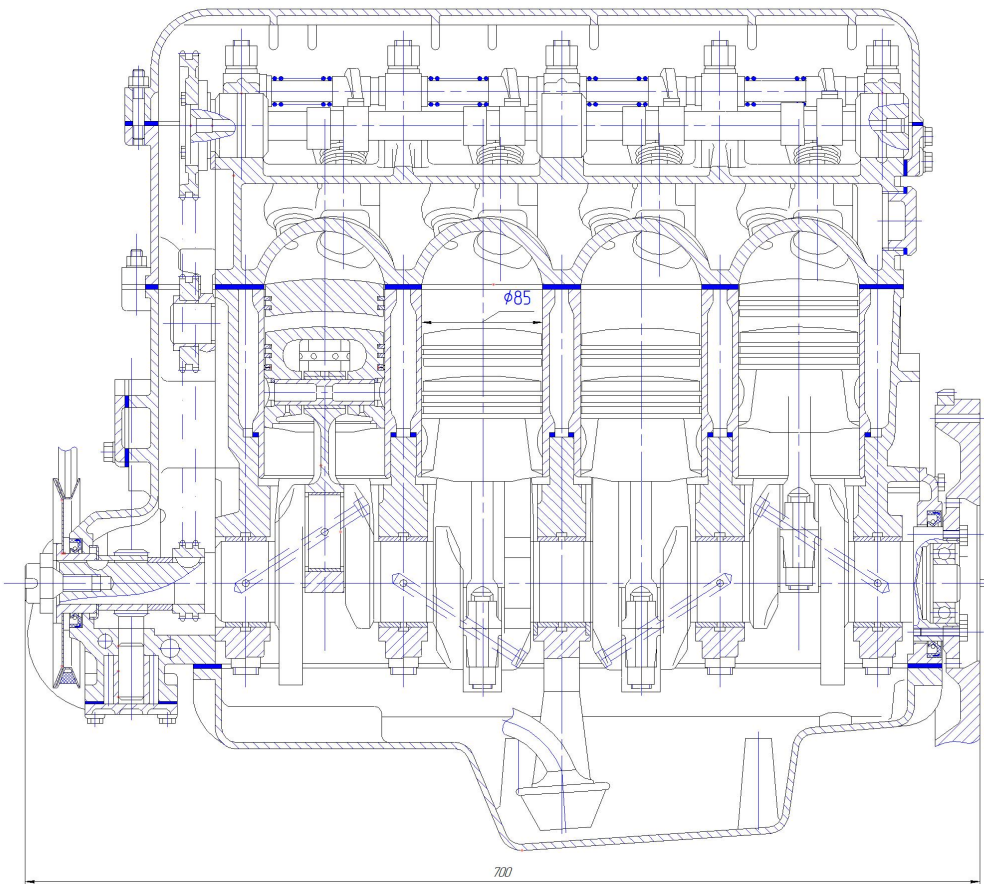
1. Ил. 100... 100.
2. Зону канавки под канцо компрессионное укрепить, перепадом с газифицированной проволокой X15H60 или X20H60 по ГОСТ 127661-77 или ММД, 15-20 по ГОСТ 15220-78. После перепада отливки партия подвергнуть термической обработке по ГОСТ 1583-93.
3. Проверить участки перепада ≥ 120 НВ.
4. Временное сопоставление разрыву, образцов вырезанных из отливок, детали или ее отливки не менее 170 МПа. Временное сопоставление разрыву в зоне перепада не менее 140 МПа.
5. Количество пар на 1 см² поверхности шипа не должно быть больше:
 - в зоне добавки под полку парниевой - 10шт из них 80% с диаметром пар до 0,1мм и 20% с диаметром пар до 0,2мм.
 - в остальных зонах: 5шт из них 80% с диаметром пар до 0,3 мм и 20% с диаметром пар до 0,5 мм.
6. На поверхностях парня не допускаются наплывы, трещины, свищи, посторонних включений.
7. Неказанные литые уклоны 2,3°, радиусы 3,5мм.
8. Группа отливки 2, точность отливки 7л-0-0-7 ГОСТ 16645-85.
9. Разностенность одной парня в диаметральных плоскостях не должно быть больше 0,5мм.
10. H12, H12 $\pm$ 112.
11. Заверы производить при температуре 120-110°С.
12. Изменение размера по диаметру головки до и после нагрева парня не должно превышать 0,03 мм. Нагрев парня производить до температуры не менее 220°С с выдержкой в течение 10 часов.
13. Проверить выдержку.
14. Остальные требования, правила приемки, методы испытаний, упаковки и транспортировка по ГОСТ 23311-86.

ПГУ 12-08.13.03.005 ЧД				Ил. 12-08.13.03.005 ЧД	
Поршень				Ил. 12-08.13.03.005 ЧД	11
АК4-1				АК4-1	Группа 11
ГОСТ 1784-97				ГОСТ 1784-97	Группа 11
ГОСТ 1784-97				ГОСТ 1784-97	Группа 11



1. Толщина шеек 58,62 НРС.
2. *Размеры для справок.
3. Общие допуски по ГОСТ 30891-77 $\pm 14\%$, $\pm 4\%$ и $\pm 17\%$ $\frac{1}{2}$.
4. Однородность, чистота поверхности коренных и шпунтовых шеек не более 0,02 мм.
5. Бюение поверхностей коренных шеек относительно оси детали не более 0,01 мм.
6. Перпендикулярность поверхностей, относительно поверхностей не более 0,04 мм.
7. Допустимый провал дала не более 0,05мм.
8. Неукладные радиусы скруглений R16max.
9. Острые кромки припускать.
10. Покрытие: Хим. Окс. поро.

[illegible]



Технические требования

Тепловой запас: 0,25-0,30 мп
Выпускной клапан: 0,35-0,40 мп
Прогиб ремня генератора: 15-20 мм
Давление масла в системе: 0,2-0,5 МПа
Температура охлаждающей жидкости: 85-95

Технические характеристики

Прототип: 434М-3313
Тип: бензиновый карбюраторный
Число цилиндров: 4
Расположение цилиндров: рядное
Мощность: 63,8 кВт
Число оборотов колен. вала: 5300 об/мин
Литраж: 178 л
Диаметр цилиндра: 85 мм
Ход поршня: 75 мм
Габариты: 700x520x655 мм

ПГУ 12-08.13.03.004.В0

Продольный разрез ДВС

Лист	Всего	Масштаб
3	110	1:1
Лист	Листов	Г

Корп. ТМ
до 15.01.01

коробов

АТ

Лист	Всего	Масштаб
3	110	1:1
Лист	Листов	Г

Лист 110

Лист 110

Лист 110

Лист 110

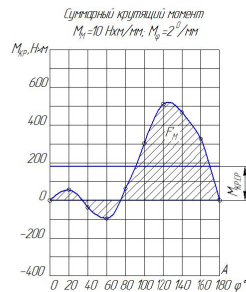
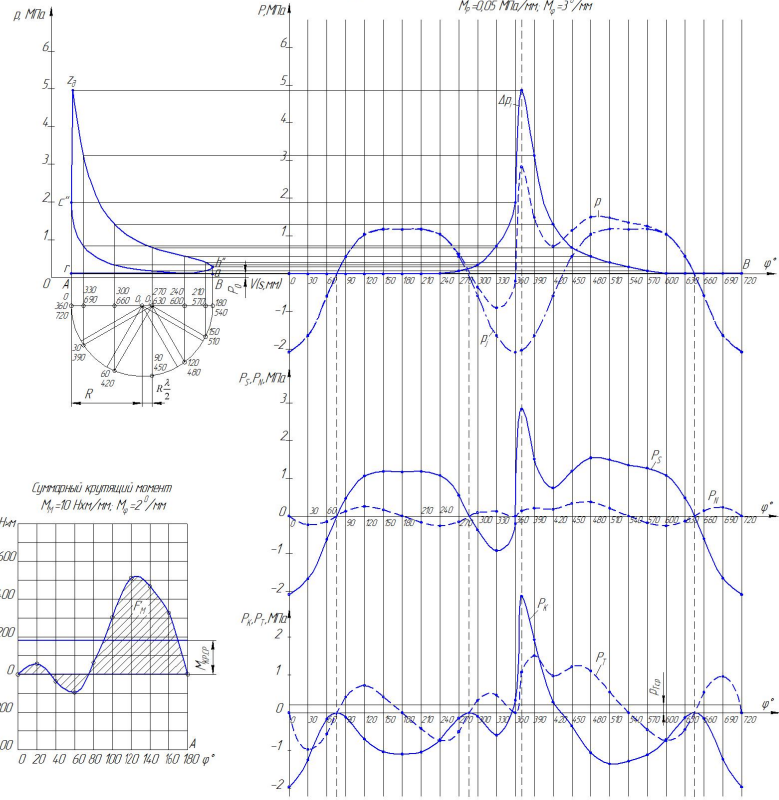
Лист 110

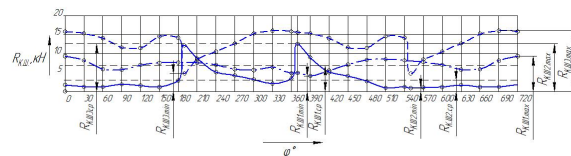
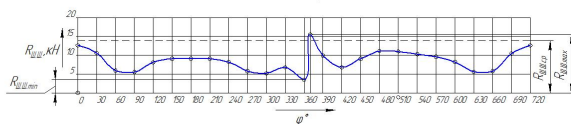
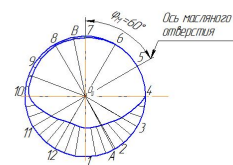
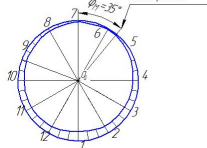
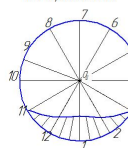
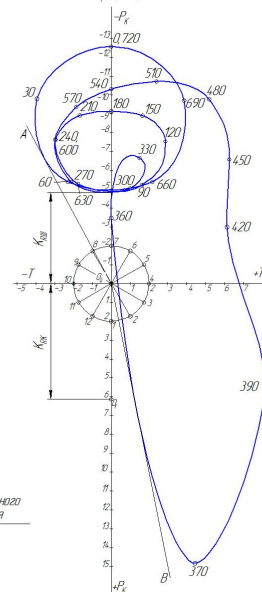
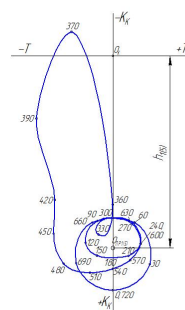
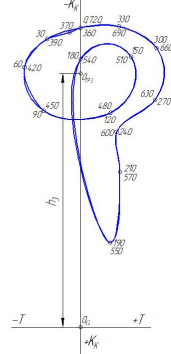
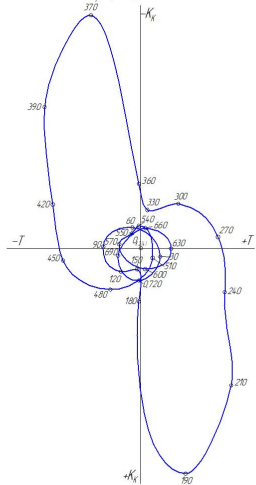
Лист 110

Лист 110



Развертка индикаторной диаграммы двигателя по углу поворота кривошипа

[illegible]



Смуга
SmartTrack

DVD-R

Premium

1 - 16x

120 min 4,7 GB
video Data

Названия документов

Жук А.И.