

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДИСЦИПЛИНЕ «КОНСТРУИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ»

1. Цель и задачи выполнения курсового проекта

Целями выполнения курсового проекта по дисциплине «Конструирование двигателей» являются: формирование знаний в области конструирования поршневых двигателей внутреннего сгорания, способами уравнивания сил и моментов, от которых зависят не только общий уровень вибраций, но и производительность, ресурс, надежность и точность работы энергетической установки, определения запасов прочности основных деталей, рассмотрение крутильных колебаний.

Задачи курсового проекта – привитие навыков в защите выполненной работы по продольному и поперечному разрезу двигателя, умение доказывать целесообразность выбранной конструкции, а также обосновать надежность конструкции.

Курсовой проект по дисциплине «Конструирование двигателей» – это самостоятельная, оригинальная работа, выполняемая студентами в соответствии с заданием на проектирование, включающая в себя отбор, распределение и информатизацию материала о конструкции поршневого двигателя. Под руководством преподавателя студенты решают возникшие проблемные ситуации, в результате чего и происходят творческое овладение профессиональными знаниями, навыками и умениями и развитие мыслительных способностей. В частности, студент сам должен выбрать компоновочную схему поршневого двигателя (однорядный или V –образный и соответственно сменить предлагаемый прототип). В зависимости от выбранной схемы по-разному проводится уравнивание двигателя. В расчетно-пояснительной записке подробно объясняется необходимость демпфирования крутильных колебаний. Если какой-нибудь из разделов проекта рассматривается в большем объеме, то рекомендуется провести сокращение по другим разделам. При этом студенты используют учебные компьютерные программы для проведения расчетов, построения графиков и эскизных проектов деталей, а также разработке продольного и поперечного разрезов и узлов двигателей. В приложении приводится алгоритм, по которому разработана программа динамического расчета кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя. Кроме того, приведенные зависимости позволяют проводить расчеты по стандартным программам на ПЭВМ без привлечения сложных компьютерных программ.

По результатам выполненной работы студенты представляют расчетно-пояснительную записку и чертежи (4-5 листов формата А1) с графическим оформлением исследований кинематических и динамических особенностей проектируемого двигателя.

Курсовые проекты защищаются в специальной комиссии, состоящей из двух-трех преподавателей кафедры при обязательном участии руководителя курсового проектиро-

вания и в присутствии студентов группы. Вопросы могут задавать все присутствующие на защите.

Защита – это особая форма проверки индивидуального выполнения курсового проекта, полученных знаний и навыков. Кроме того, защищая проект, студент учится всесторонне обосновывать предложенные им решения, а также глубоко осмысливать выполненную работу. Защита предполагает короткий доклад студента по содержанию проекта и ответы на вопросы. В результате защиты студенты получают дифференцированную оценку.

После защиты курсового проекта, как правило, руководитель проекта должен дать анализ допущенных неточностей при подготовке расчетно-пояснительной записки и графической части проекта, а также в ответах на заданные при защите вопросы.

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Техническое задание на курсовой проект записывается в виде:

«Выполнить эскизный проект четырехтактного автомобильного (тракторного) бензинового двигателя (дизеля или газового двигателя) номинальной мощности $N_n =$ кВт при частоте вращения $n_n =$ мин⁻¹ с коэффициентом приспособляемости $K \geq$ (номинальным коэффициентом запаса крутящего момента $\mu_n \geq \dots$), скоростным коэффициентом $K_n \leq \dots$ (см. табл. 1).

СОДЕРЖАНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ¹

1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

. Цель разработки и область применения.

. Технические требования:

- тип двигателя, основные конструктивные параметры, мощностные и экономические показатели, массовые и габаритные характеристики, эксплуатационные характеристики, соответствие экологическим нормам.

Рекомендуется использовать учебные пособия [3, 4], дополнительные [6-8].

2. РАСЧЕТ ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ.

Проводится для режимов номинальной мощности и максимального крутящего момента. Для расчета бензинового двигателя используется программа BENDN.EXE, дизеля DIZDN.EXE.

. Обоснование выбора исходных данных.

. Анализ вычисленных параметров.

. Построение индикаторной диаграммы.

Рекомендуется использовать учебные пособия [3, 4], дополнительной [1,2, 4, 5].

3. ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ.

Для обоснования рекомендуется электронная база основных параметров и показателей двигателей.

4. ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ (РЕГУЛЯТОРНОЙ) ХАРАКТЕРИСТИКИ

5. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.

Определение сил и моментов, действующих в двигателе на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента. Обоснование выбора расчетного режима. Для расчетов использовать программу DINN.EXE.

¹ Студенты в основном выполняют курсовой проект по поршневым двигателям. При желании студента может выполняться курсовой проект по любому из тепловых двигателей.

Уравновешивание двигателя.

Определение сил и моментов, действующих в двигателе на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента. Обоснование выбора расчетного режима. Для расчетов использовать программу DINN.EXE.

Графическая часть динамического расчета включает:

- графики суммарного крутящего момента на режимах максимального крутящего момента и номинальной мощности;
- развернутая диаграмма удельных сил $P_r, P_j, P_\Sigma, P_s, P_N, P_K, P_T$ на расчетном режиме;
- полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала на расчетном режиме;
- развернутая диаграмма сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала на расчетном режиме;
- полярная диаграмма сил, действующих на максимально нагруженную коренную шейку коленчатого вала на расчетном режиме;
- развернутая диаграмма сил, действующих на максимально нагруженную коренную шейку коленчатого вала на расчетном режиме;
- диаграмма износа шатунной и коренной шеек коленчатого вала.

6. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ.

. КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВОГО И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ.

Для расчетов используется программный комплекс COSMOS/M.

6.1.1. Выбор расчетной схемы, типа элемента, обоснование кинематических граничных условий.

6.1.2. Определение граничных условий теплообмена.

6.1.3. Выбор материала и задание физико-механических свойств.

6.1.4. Построение температурного поля поршня, определение максимальной температуры.

6.1.5. Построение полей напряжений, определение тензора напряжений для максимально нагруженных зон;

6.1.6. Определение запасов прочности

6.2. РАСЧЕТ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ.

6.2.1. Выбор материала кольца;

6.2.2. Построение эпюры давлений компрессионного кольца на стенку цилиндра.

6.2.3. Расчет на максимальное рабочее напряжение.

6.2.4. Расчет на монтажное напряжение.

6.2.5. Определение зазора в замке поршневого кольца в горячем состоянии.

6.3. РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦА.

6.3.1. Выбор материала и конструктивной схемы пальца.

6.3.2. Определение удельных давлений на втулку поршневой головки шатуна и на бобышки поршня.

6.3.3. Определение напряжений среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна.

6.3.4. Определение максимальных и минимальных напряжений изгиба в среднем сечении пальца.

6.3.5. Определение запаса прочности при переменных напряжениях изгиба.

6.3.6. Напряжения от овализации поперечного сечения плавающего пальца.

7. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ШАТУННОЙ ГРУППЫ.

7.1. Обоснование выбора материала и конструкции шатуна.

7.2. Поршневая головка шатуна.

7.2.1. Расчет напряжений от запрессовки пальца (втулки).

- 7.2.2. Расчет напряжений от растягивающей силы;
- 7.2.3. Расчет напряжений от сжимающей силы;
- 7.2.4. Определение запасов прочности по пределу усталости.
- 7.3. Стержень шатуна.
 - 7.3.1. Определение запасов прочности по пределу усталости от напряжений, действующих в плоскости качания и в плоскости ей перпендикулярной.
- 7.4. Кривошипная головка шатуна.
 - 7.4.1. Определение напряжений изгиба в расчетном сечении
 - 7.4.2. определение поперечной деформации кривошипной головки.
 - 7.4.3. Шатунные болты.
 - 7.4.3.1. Определение усилий предварительной затяжки шатунных болтов;
 - 7.4.3.2. Расчет значений максимального и минимального напряжений от сил инерции и предварительной затяжки, определение усталостного запаса прочности;
 - 7.4.3.3. Определение напряжений от момента затяжки и запаса статической прочности.
- 8. РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА.
 - 8.1. Обоснование выбора расчетной схемы, материала и конструкции коленчатого вала.
 - 8.2. Коренная шейка.
 - 8.2.1. Построение таблицы набегающих крутящих моментов на коренные шейки коленчатого вала для определения наиболее нагруженной шейки, расчет ведется на кручение.
 - 8.2.2. Определение максимального и минимального касательных напряжений.
 - 8.2.3. Определение запаса прочности по пределу выносливости при кручении с учетом крутильных колебаний (коэффициента динамического нагружения).
 - 8.3. Шатунная шейка.
 - 8.3.1. Построение таблицы набегающих крутящих моментов на шатунные шейки коленчатого вала для определения наиболее нагруженной шейки, расчет ведется на кручение и изгиб.
 - 8.3.2. Определение максимального и минимального касательных напряжений.
 - 8.3.3. Определение запаса прочности шатунной шейки по пределу выносливости при кручении с учетом крутильных колебаний (коэффициента динамического нагружения).
 - 8.3.4. Определение максимального и минимального изгибающих напряжений.
 - 8.3.5. Определение запаса прочности шатунной шейки по пределу выносливости при изгибе.
 - 8.3.6. Определение общего запаса прочности шатунной шейки.
 - 8.4. Щека коленчатого вала.
 - 8.4.1. Определение максимального и минимального изгибающих моментов в щеке;
 - 8.4.2. Определение максимального и минимального изгибающих напряжений;
 - 8.4.3. Определение запаса прочности щеки по пределу выносливости при изгибе;
 - 8.4.4. Определение максимального и минимального касательных напряжений;
 - 8.4.5. Определение запаса прочности щеки по пределу выносливости при кручении;
 - 8.4.6. Определение общего запаса прочности щеки.
- 9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ.
 - 9.1. Профилирование безударного кулачка.
 - определение диаметра и площади горловины клапана;
 - определение максимального хода клапана и толкателя;Для профилирования используется программа RFKLB.EXE.
 - 9.2. Пружина клапана.
 - 9.2.1. Определение максимального и минимального усилий пружины клапана, проверка герметичности выпускного клапана при впуске и впускного клапана при выпуске

- 9.2.2. Определение диаметра пружины, диаметра проволоки, жесткости, числа витков и шага пружины.
- 9.2.3. Определение максимального и минимального касательных напряжений.
- 9.2.4. Определение запаса прочности пружины по пределу выносливости при кручении.
- 9.2.5. Расчет пружины на отсутствие резонанса.
- 9.3. Распределительный вал.
- 9.3.1. Обоснование выбора расчетной схемы, материала и конструкции распределительного вала;
- 9.3.2. Определение величины прогиба распределительного вала;
- 9.3.3. Определение напряжений смятия на поверхности кулачка и толкателя.
- 9.4. Толкатель.
- 9.4.1. Выбор диаметра корпуса толкателя и рабочей длины направляющей втулки;
- 9.4.2. определение удельной нагрузки на направляющую втулку толкателя.

10. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ.

Описание схемы системы охлаждения и конструкции ее компонентов.

- 10.1. Водяной насос.
- 10.1.1. Расчет производительности водяного насоса.
- 10.1.2. Определение геометрических размеров крыльчатки водяного насоса.
- 10.1.3. Определение мощности, затрачиваемой на привод водяного насоса.
- 10.2. Вентилятор
- 10.2.1. Расчет производительности вентилятора.
- 10.2.2. Определение геометрических размеров и частоты вращения вентилятора.
- 10.2.3. Определение мощности, затрачиваемой на привод вентилятора.

11. СИСТЕМА СМАЗКИ

- 11.1. Описание схемы системы смазки и конструкции ее компонентов;
- 11.2. Расчет циркуляционного расхода масла;
- 11.3. Обоснование выбора конструкции масляного насоса;
- 11.4. Определение геометрических размеров шестерен масляного насоса;
- 11.5. Определение мощности, затрачиваемой на привод масляного насоса.

12. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.

- определение зазора между валом и подшипником;
- определение коэффициента запаса надежности подшипника;
- определение максимального удельного давления на опорную поверхность подшипника;
- выбор вкладыша.

СОДЕРЖАНИЕ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. Лист 1:

- индикаторная диаграмма;
- фазы газораспределения;
- развернутые диаграммы удельных сил P_r , P_j , P_Σ , P_S , P_N , P_K , P_T ;
- внешняя скоростная или регуляторная характеристика;

2. Лист 2:

- график индикаторного суммарного крутящего момента на режиме максимального крутящего момента;
- график индикаторного суммарного крутящего момента на режиме номинальной мощности;
- полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала;
- развернутая диаграмма сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала;
- полярная диаграмма сил, действующих на максимально нагруженную коренную шейку коленчатого вала;

- развернутая диаграмма сил, действующих на максимально нагруженную коренную шейку коленчатого вала;
- диаграммы износа шатунной и коренной шеек коленчатого вала.

3. Лист 3:

- поперечный разрез двигателя.

4. Лист 4:

- продольный разрез двигателя.

Таблица 1

Утвердить студентам IV курса очной формы обучения по специальности 141100 «Энергетическое машиностроение» следующие темы курсовых проектов по дисциплине «Конструирование двигателей» и руководителей проектов:

ГРУППА ЭН-112

№ пп	Ф.И.О. Студента	Наименование тем курсовых проектов	Ф.И.О. Руководителя
1	Иванова Татьяна Николаевна	Разработать эскизный проект автомобильного бензинового двигателя жидкостного охлаждения мощностью 52 кВт при 5400 мин ⁻¹ ($K_n \geq 0,56$; $K \geq 1,15$, прототип ВАЗ-2115)	Гоц А.Н.
2	Петрова Иван Евгеньевич	Разработать эскизный проект тракторного дизеля жидкостного охлаждения мощностью 50 кВт при 2200 мин ⁻¹ ($K_n \geq 0,71$; $\mu_n \geq 18\%$; прототип Д-144)	Гоц А.Н.
3	Игнатов Игнат Дмитриевич	Разработать эскизный проект автомобильного бензинового двигателя жидкостного охлаждения мощностью 68 кВт при 5800 мин ⁻¹ ($K_n \geq 0,66$; $K \geq 1,16$; прототип ВАЗ-1119).	Гоц А.Н.
4	Карасев Юрий Андреевич	Разработать эскизный проект автомобильного бензинового двигателя жидкостного охлаждения мощностью 62 кВт при 5600 мин ⁻¹ ($K_n \geq 0,66$; $K \geq 1,16$; прототип ВАЗ-2119)	Гоц А.Н.
5	Кубышкин Евгений Андреевич	Разработать эскизный проект тракторного дизеля жидкостного охлаждения мощностью 62 кВт при 2300 мин ⁻¹ ($K_n \geq 0,71$; $\mu_n \geq 15\%$ (прототип Д-240)	Гуськов В.Ф.
6	Кутенев Михаил Петрович	Разработать эскизный проект тракторного дизеля водяного охлаждения мощностью 75 кВт при 1850 мин ⁻¹ ($K_n \geq 0,74$; $\mu_n \geq 16\%$; прототип Д-440-2)	Гуськов В.Ф.
7	Ксенофонтов Валерий Андреевич	Разработать эскизный проект тракторного дизеля жидкостного охлаждения мощностью 55 кВт при 2200 мин ⁻¹ ; $K_n \geq 0,71$; $\mu_n \geq 15\%$ (прототип Д-240)	Гуськов В.Ф.
8	Липатов Яков Юрьевич	Разработать эскизный проект автомобильного бензинового двигателя жидкостного охлаждения мощностью 60 кВт при 5800 мин ⁻¹ ($K_n \geq 0,6$; $K \geq 1,16$; прототип ВАЗ-2110)	Гоц А.Н.
9	Макаров Александр Эдуардович	Разработать эскизный проект тракторного дизеля воздушного охлаждения мощностью 35 кВт при 2200 мин ⁻¹ ($K_n \leq 76$; $\mu_n \geq 12\%$; прототип Д-130)	Гуськов В.Ф.

Общие замечания

Поскольку тематика курсовых проектов является комплексной, т. е. охватывать ряд взаимно связанных вопросов по кинематике и динамике кривошипно-шатунного механизма, конструкции поршневых двигателей, то перед выполнением отдельных разделов курсового проекта рекомендуется провести проверку знаний.

Практически руководство проектированием начинается с выдачи заданий. После вводной лекции обычно следует индивидуальная беседа руководителя со студентом, в ходе которой выясняются заинтересованность темой и степень подготовленности студента к выполнению задания, а также даются рекомендации с учетом особенностей темы, научно-теоретической и практической подготовки студента.

Как показала практика выполнения курсовых проектов, наилучшие результаты проектирование дает тогда, когда проводится в специализированных (например, компьютерных) классах кафедры. В этом случае достаточно просто выяснить все непонятные вопросы, методы расчета и принципы построения графической части, которые неизбежно встречаются при выполнении курсового проекта. При этом каждый студент знакомится с работой своих товарищей и при желании становится участником обсуждения проектов, проводимых руководителем при просмотре выполненных работ. Индивидуальные консультации также способствуют развитию самостоятельной работы студентов, так как помогают им понять допущенные ошибки и найти правильные пути к достижению необходимого результата.

При подготовке материалов для курсового проекта студенты могут пользоваться разработанными на кафедре «Тепловые двигатели и энергетические установки» ВлГУ расчетными программами на ПЭВМ:

- расчет циклов ДВС, базирующихся на методике В.И. Гриневецкого-Е.К. Мазинга [1] или другими программами²;
- расчет циклов ДВС, базирующихся на методике И.И. Вибе [1];
- динамический расчет поршневого двигателя *Dinn* [2, 3];
- расчеты на крутильные колебания [4].

Студенты могут проводить расчеты другими программами или пользоваться Microsoft Office Excel с использованием зависимостей, приведенных в данном пособии или в работах [2 – 9].

Перед началом выполнения курсового проекта и подготовки расчетно-пояснительной записки рекомендуется ознакомиться с прилагаемыми в главах 2-4 краткими сведениями из теории «Динамика поршневых двигателей» [2, 3, 4] и ответить на прилагаемые после каждой главы в предлагаемых учебных пособиях, а также в данном

² Среди пользовательских программ наиболее эффективным является программный комплекс «ДИЗЕЛЬ-РК», разработанный в МГТУ им. Н.Э. Баумана д.т.н. Кулешовым А.С. Удаленный доступ к профессиональной программе <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Vozmojnosti>.
открыт в интернете для выполнения учебных работ студентами и аспирантами.

пособии вопросы для самопроверки. Это необходимо сделать и потому, что подобные вопросы задаются студентам при защите курсового проекта специальной комиссией.

В период выполнения курсового проекта проводится контроль самостоятельной работы студентов по освоению материала, прочитанного на лекциях, изученного на практических и лабораторных занятиях. Для этого детально расписывается график выполнения курсового проекта по индивидуальному заданию, которое выдается каждому студенту в начале семестра. К каждому рейтингу необходимо представить чертежи и часть расчетно-пояснительной записки (в электронном виде или на листах бумаги формата А4).

Оформление титульного листа расчетно-пояснительной записки по дисциплине «Динамика двигателей» проводится в соответствии с прил. 1.

Приведем пример оформления расчетно-пояснительной записки.

ПРИМЕР РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

1. Техническое задание на проектирование двигателя Двигатель для легкового автомобиля номинальной мощностью $N_e=70$ кВт и частотой вращения $n=5600$ мин⁻¹ с непосредственным впрыском топлива и разработкой процесса послойного смесеобразования.

1.1. Цель разработки и область применения Двигатель предназначен для установки на легковой автомобиль высокого класса с улучшенными технико-экономическими показателями. Двигатель должен обеспечивать эксплуатацию техники при рабочей температуре окружающего воздуха согласно ГОСТ 15150-88 от +40°C до -40°C в условиях умеренного климата.

1.2. Технические требования Основные технические требования к параметрам проектируемого двигателя приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные параметры и размеры

Тип двигателя	Поршневой, бензиновый двигатель с непосредственным впрыском топлива в цилиндр
Число тактов	4
Число цилиндров	4
Расположение цилиндров	Вертикально в ряд
Порядок работы цилиндров.	1-3-2-4
Направление вращения коленчатого вала	Правое

Степень сжатия	12
Максимальная мощность, кВт	70
Частота вращения при максимальной мощности, мин-1	5600
Минимальная частота вращения на режиме холостого хода	840
Удельный эффективный расход топлива по внешней скоростной характеристике, не более, г/(кВт·ч)	260
Расход масла в % от расхода топлива без учета смены, не более	0,1

Продолжение табл. 1

Пусковые качества	Согласно требованиям ГОСТ Р 54120-2010 от 01 сентября 2011 года №
Выделение вредных веществ	Двигатель должен соответствовать требованиям ГОСТ Р 41.83-2004 (Правила ЕЭК ООН №83)
Масса незаправленного двигателя со сцеплением, кг	Подлежит уточнению при разработке
Габаритные размеры	Габаритные, установочные и присоединительные размеры уточняются при разработке технического проекта

Составные части изделия и применяемые при производстве материалы приведены в табл. 2.

Таблица 2

Составные части изделия и применяемые материалы

Блок цилиндров	Отлит из специального высокопрочного чугуна, что придает конструкции двигателя жесткость и прочность
Гильза цилиндров	Сухая, тонкостенная
Головка цилиндров	Съемная, общая для всех цилиндров, материал – алюминий
Камера сгорания	Цилиндрическая в днище поршня с центральным вытеснителем
Поршни	Отлиты из алюминиевого сплава.
Поршневые кольца	Два компрессионных и одно маслосъемное. Компрессионные – высокопрочный чугун,

	хромовое покрытие. Маслосъемное с расширителем – специальный серый чугун, хромовое покрытие
Пальцы поршневые	Плавающего типа, стальные
Шатуны	Стальные, кованные, с крышками на нижних головках. Крышки шатунов изготовлены методом отрыва от цельного шатуна
Подшипник поршневой головки шатуна	Бронзовая втулка
Подшипник кривошипной головки шатуна	Тонкостенные стальные вкладыши с антифрикционным слоем из оловянистой бронзы

Продолжение табл. 2

Коленчатый вал	Четырехопорный, высокопрочный чугун, противовесы на всех щеках
Маховик	Чугунный, стальной зубчатый венец
Подшипники коренные	Тонкостенные стальные вкладыши с антифрикционным слоем из свинцовистой бронзы, покрытой свинцовым сплавом
Вал распределительный	Два, в головке блока, четырехопорные, чугунные, с резиновым зубчатым ремнем
Клапаны	Верхние, четыре клапана на цилиндр; материал клапанов – жаропрочная сталь
Втулки направляющие клапанов	Металлокерамические
Коромысла клапанов	Стальные
Газопроводы	Впускной – литой, алюминий; выпускной – литой, чугун
Система топливоподачи	Принудительная
Питание двигателя	Непосредственный впрыск
Топливная система	Аккумуляторного типа
Фильтр очистки	Тонкой очистки с картонным фильтрующим элементом
Воздухоочиститель	С сухим бумажным фильтрующим элементом
Система смазки	Комбинированная, под давлением смазываются коренные и шатунные подшипники, коромысла
Картер масляный	Штампованный, сталь

Насос масляный	Шестеренчатого типа
Фильтр масляный	Сменный фильтрующий элемент
Система охлаждения	Жидкостная, закрытая с принудительной циркуляцией
Топливо	«Премиум-95» ГОСТ Р 51105 или «Премиум Евро-95» ГОСТ Р 51866
Смазки	Внесезонные масла SAE 5W-40 (SJ/CF ТУ 0253-016-05766528)
Охлаждающая жидкость	Тосол-ТС Felix, ТУ 2422-006-36732629

2. Расчет цикла

2.1. Исходные данные

Расчет цикла проводился на двух режимах: номинальной мощности $N_{ен}$ при номинальной частоте вращения коленчатого вала n_n ; максимального крутящего момента M_{emax} при частоте вращения коленчатого вала $n_{M_{emax}}$.

Исходные данные для расчета цикла бензинового двигателя приведены в табл. 3.

Таблица 3

Исходные показатели и параметры для расчета цикла

Параметры	Режим N_n		Режим M_{emax}	
	рекомендуемый	принятый	рекомендуемый	принятый
Давление окружающей среды p_0 , МПа	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура окружающей среды T_0 , К	298	298	298	298
Число цилиндров i	-	4	-	4
Степень сжатия ϵ (зависит от используемой марки бензина)	8,0...12,5	12	8,0...12,5	12
Коэффициент избытка воздуха α	0,85..1,10	0,87	0,85..1,10	0,85
Механический КПД η_m	0,75...0,90	0,80	0,75...0,90	0,88
Степень повышения				

давления при наддуве лк	1,0	1,0	1,0	1,0
Подогрев свежего за- ряда ΔT	0...20	5	0...20	5
Температура остаточ- ных газов T_r , К	900...1100	1000	900...1100	950
Коэффициент сопро- тивления впускной системы $\xi_{вп}$	0,8...0,9	1,16	0,82...0,92	0,92
Коэффициент сопро- тивления выпускной системы $\xi_{вып}$	1,02...1,20	1,12	1,03...1,21	1,09
Коэффициент доза- рядки	1,0...1,15	1,0	1,0...1,15	1,08
Коэффициент полно- ты индикаторной диа- граммы ϕ_p	0,92...0,98	0,96	0,92...0,98	0,97

Продолжение табл. 3

Коэффициент использования теплоты в точке "z" ξ_z	0,8...0,87
Коэффициент использования теплоты в точке "в" $\xi_{в}$	0,82...0,90

Результаты расчета цикла приведены в прил. 1-2.

2.2. Анализ вычисленных показателей и параметров

Для анализа полученных показателей и параметров в результате расчетов цикла бензинового двигателя на двух режимах сведем их в табл. 2 и сравним с рекомендуемыми. Скоростной коэффициент равен $4000/5600=0,714 < 0,72$, коэффициент приспособляемости $K = 141,5/120,26=1,17 > 1,14$.

Таблица 4

Вычисленные параметры после расчета цикла бензинового двигателя

Параметры	Режим Nн		Режим Mmax	
	статисти- ческие данные	вычислен- ные показатели	статисти- ческие данные	вычислен- ные показатели
Коэффициент оста- точных газов $\gamma_{ост}$	0,03...0,08	0,038	0,03...0,0 8	0,032

Коэффициент наполнения η_v	0,7...0,90	0,819	0,7...0,95	0,961
Давление в начале сжатия p_a , МПа	$p_a = \xi_{впр0}$	0,086	$p_a = \xi_{впр0}$	0,092
Температура в начале сжатия T_a , К	320...400	328,8	320...400	325,7
Показатель политропы сжатия n_1	1,32...1,39	1,374	1,32...1,39	1,374
Давление в конце сжатия p_c , МПа	0,9...2,0	2,6136	0,9...2,0	2,799
Температура в конце сжатия T_c	600...800	837,5	600...800	830,6
Максимальная температура сгорания T_z , К	2400...2900	2797,8	2400...2900	2788,7

Продолжение табл. 4

Максимальное давление цикла p_z , МПа	4,0...10,0	7,8511	4,0...10,0	8,4642
Показатель политропы расширения n_2	1,15...1,30	1,214	1,15...1,30	1,228
Давление в конце расширения p_b , МПа	0,35...0,60	0,4525	0,35...0,60	0,4714
Температура в конце расширения T_b , К	1200...1700	1644,7	1200...1700	1584,3
Среднее индикаторное давление, p_i , МПа	0,7...1,3	1,1834	0,8...1,3	1,2658
Индикаторная мощность N_i , кВт	–	88,1	-	64,7
Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/(кВт·ч)	225...290	219,4	225...290	246,1
Индикаторный КПД	0,3...0,53	0,373	0,3...0,53	0,333
Среднее эффективное давление p_e , МПа	0,7...1,3	0,9467	0,8...1,3	1,1139
Эффективная мощность N_e , кВт	60	70,5	-	59,3
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	190...280	274,2	190...280	279,7

Эффективный КПД η_e	0,2...0,45	0,3	9,2...0,45	0,293
Эффективный крутящий момент M_e , Н·м	-	120,26	-	141,5

3. Динамический расчет **3.1. Приведенные массы коленчатого вала**

Для расчета сил инерции с учетом вычисленных значений D , S одно-рядного двигателя устанавливаются [3]:

Масса поршневой группы

$$m_{\Pi} = m_{\Pi}' + m_{\text{пшп}} + m_{\text{пк}} = 0,235 + 0,65 + 0,50 = 0,634 \text{ кг};$$

m_{Π}' - масса поршня, $m_{\text{пшп}}$ - масса поршневого пальца, $m_{\text{пк}}$ - масса поршневых колец

Масса шатуна

$$m_{\text{ш}} = 0,485 \text{ кг};$$

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для чугуна литого вала $m_k' = 111 \text{ кг/м}^2$)

$$m_k = m_k' F_{\Pi} = 111 \cdot 0,00528 = 0,588 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_1 = 0,25 m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 0,485 = 0,121 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_2 = 0,75 m_{\text{ш}} = 0,75 \cdot 0,485 = 0,364 \text{ кг}.$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\Pi} + m_1 = 0,634 + 0,121 = 0,755 \text{ кг}.$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_r = m_k + m_2 = 0,588 + 0,364 = 0,952 \text{ кг}.$$

А так же рассчитываются по геометрическим размерам прототипа:

Масса шатунной шейки

$$m_{\text{шш}} = V_{\text{шш}} \cdot \rho_{\text{в}} = \frac{\pi d_{\text{шш}}^2}{4} l_{\text{шш}} \cdot \rho_{\text{в}} = \frac{3,14 \cdot 0,056^2}{4} \cdot 0,021 \cdot 7800 = 0,404 \text{ кг};$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность материала коленчатого вала кг/м^3 ;

Масса щеки:

$$2m_{\text{щ}} = m_k - m_{\text{шш}} = 0,588 - 0,494 = 0,184 \text{ кг};$$

$$(m_{\text{щ}})_r = m_{\text{щ}} \frac{\rho}{r} = 0,184 \frac{18,9}{37,8} = 0,092.$$

3.2. Уравновешивание двигателя

Двигатель однорядный с кривошипами расположенными под углом 180° . Порядок работы 1-3-4-2.

Если принять, что массы $m_r = m_k + m_2$, неуравновешенных частей кривошипов одинаковы, то центробежные силы $K_r = m_r \omega^2$ также будут одинаковы и они будут взаимно уравновешиваться т.к. кривошипы расположены под углом 180° друг относительно друга, а центробежные силы всегда направлены от оси вращения коленчатого вала. В соответствии с направлением пар сил 1-2 и 3-4 кривошипов уравновешены моменты центробежных сил $M_{1,2} = K_{ra}$ и $M_{3,4} = K_{ra}$ от первого - второго, а также третьего - четвертого кривошипов соответственно.

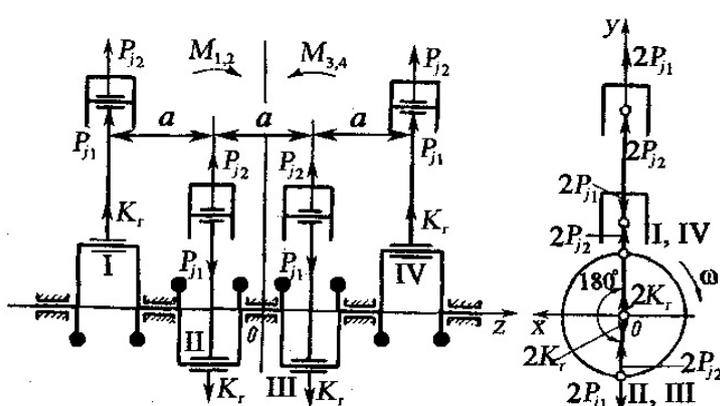


Рис.1. Уравновешивание четырёхцилиндрового двигателя с плоским валом

Уравновешенных масс кривошипа уравновешиваются центробежными силами противовесов:

$$K_r = m_r \omega^2 \text{ и } K_{np} = 2(m_{np})r\omega^2$$

$$\text{или } m_r r \omega^2 = 2(m_{np})r \omega^2;$$

$$(m_{np})r = m_r / 2;$$

$$(m_{np})r = 0,952 / 2 = 0,476 \text{ (кг)};$$

Но для облегчения коленчатого вала и двигателя в целом проводим не полное уравновешивание, а только на 70%. В итоге получаем:

$$(m_{np})r = 0,476 \cdot 0,7 = 0,333 \text{ (кг)}$$

Силы инерции первого порядка:

$$P_{j1}^{(1)} = P_{j1}^{(4)} = C \cos \varphi = m_j r \omega^2 \cos \varphi = 0,755 \cdot 0,0378 \cdot 566,1^2 \cdot \cos \varphi = 9145,8 \cos \varphi$$

Н,

$$P_{j1}^{(2)} = P_{j1}^{(3)} = -9145,8 \text{ Н}$$

Таким образом: $\Sigma P_{j1} = 0$.

Сумма моментов от сил инерции первого порядка относительно середи-

Однако, это – внешнее уравновешивание, а для уравновешивания внутреннего (пары сил уравновешиваются на средней коренной опоре), как правило, уравновешиваются за счет противовесов, устанавливаемых на продолжении всех щек коленчатого вала, таким образом в пределах одного кривошипа центробежные силы неуравно-

ны коленчатого вала равна нулю:

$$\sum M_{j1} = 0;$$

Силы инерции второго порядка для цилиндров:

$$\begin{aligned} P_{j2}^{(1)} &= \lambda C \cos 2\varphi \\ P_{j2}^{(2)} &= \lambda C \cos 2(\varphi + 180^\circ) = \lambda C \cos 2\varphi \\ P_{j2}^{(3)} &= \lambda C \cos 2(\varphi + 270^\circ + 90^\circ) = \lambda C \cos 2\varphi \\ P_{j2}^{(4)} &= \lambda C \cos 2(\varphi + 90^\circ) = \lambda C \cos 2\varphi \end{aligned}$$

Очевидно, что сумма этих четырех сил:

$$\sum P_{j2} = \lambda C \cos 2\varphi = 4 \cdot 0,284 \cdot 9145,8 \cdot \cos 2\varphi = 10389,6 \cos 2\varphi \text{ Н.}$$

Таким образом силы инерции второго порядка неуравновешенны.

Максимальное значение равнодействующей сил инерции второго порядка равно:

$$\sum P_{j2} = 10,389 \text{ кН.}$$

Эти силы могут быть уравновешены лишь с помощью дополнительного уравновешивающего механизма, содержащего противовесы, вращающегося с удвоенной угловой скоростью. Момент от сил инерции второго порядка вследствие симметричности вала равен нулю:

$$\sum M_{j2} = 0.$$

3.3. Результаты динамического расчета

Удельные силы $K_{уд}$ и $T_{уд}$ определяем по разработанной на кафедре программе Dinn. В прил. 3. табл. 1. приведены значения реальных сил по углу поворота коленчатого вала.

3.4. Крутящие моменты

Крутящий момент одного цилиндра равен [2]

$$M_{кр} = T \cdot r = 0,0378 \cdot T \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Период изменения крутящего момента четырехтактного однорядного четырехцилиндрового двигателя с равными интервалами между вспышками

$$\theta = 720/i = 720/4 = 180$$

Значения крутящих моментов $M_{кр} = \sum_{i=1}^{i=4} M_{иц}$ 4 цилиндров бензинового

двигателя с порядком работы 1-3-4-2 суммируют табличным методом. В прил. 4, табл. 2 приведены значения крутящих моментов $M_{иц}$ и индикаторный крутящий момент двигателя $M_{кр}$ по углу поворота коленчатого вала (суммируется по строкам). На листе 1 даны графики индикаторных крутящих

моментов на двух режимах (номинальной мощности и режиме максимального крутящего момента).

Эффективный крутящий момент двигателя:

по данным расчета цикла 141,50 Н·м (см. прил. 1);

по данным динамического расчета 140,2 Н·м (см. прил. 6)

Погрешность вычисления составляет

$$\Delta = [(141,5 - 140,2) / 141,5] \cdot 100\% = 0,91 \%$$

Максимальное и минимальное значение крутящего момента двигателя равны $M_{крmax} = 383 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_{крmin} = -21 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

3.5. Набегающие моменты на шейки коленчатого вала

Для определения максимального и минимального крутящих моментов, действующих на коренные и шатунные шейки, а так же для определения наиболее нагруженных шеек необходимо составить таблицы их значений. Из прил. 5 видно, что наиболее нагруженным является режим максимального крутящего момента. В прил. 6 приведён динамический расчёт этого режима по программе Dinn, а так же показан крутящий момент каждого цилиндра и суммарный крутящий момент проектируемого двигателя прил. 6. табл. 3.

Для четырехтактного, четырехцилиндрового бензинового двигателя находим величину набегающих моментов по следующим зависимостям:

набегающий момент на вторую коренную шейку равен моменту первого цилиндра $M_{кш2} = M_{1ц}$;

набегающий момент на третью коренную шейку равен сумме моментов второго цилиндра и $M_{кш2}$ $M_{кш3} = M_{2ц} + M_{кш2}$;

набегающий момент на четвертую коренную шейку равен сумме моментов третьего цилиндра и $M_{кш3}$ $M_{кш4} = M_{3ц} + M_{кш3}$;

набегающий момент на пятую коренную шейку равен сумме моментов четвертого цилиндра и $M_{кш4}$ $M_{кш5} = M_{4ц} + M_{кш4}$;

набегающий момент на первую шатунную шейку равен $0,5 M_{1ц}$;

набегающий момент на вторую шатунную шейку равен сумме моментов $0,5 M_{2ц} + M_{кш2}$

набегающий момент на третью шатунную шейку равен сумме моментов $0,5 M_{3ц} + M_{кш3}$

набегающий момент на четвертую шатунную шейку равен сумме моментов $0,5 M_{4ц} + M_{кш4}$

В прил. 6 табл. 4 приведены значения набегающих моментов на коренные, а в табл. 5 на шатунные шейки в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Из прил. 6 табл. 4, по наибольшему размаху набегающего момента опре-

деляем наиболее нагруженную коренную шейку (4 шейка), а из табл. 5 шатунную (3 шейка).

3.6. Полярная диаграмма нагрузок на четвертую коренную шейку

Проекции удельных сил, действующих на четвертую коренную шейку коленчатого вала, приведены в прил.6 табл 6. По эти данным на листе 2 построена полярная диаграмма нагрузок, которая показывает изменение суммарной силы $R'_{к.ш.}$, действующей на четвертую коренную шейку, в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ° . Как известно, эти силы ориентированы относительно первого кривошипа. Следует обратить внимание на построение диаграммы на листе 2, для которой выбрана следующая система координат: положительное направление оси x – справа налево, а ось y – вертикальная.

Суммарная сила, действующая на коренную шейку, определяется по известным ее проекциям на координатные оси R'_x и R'_y (см. П. 6, табл. 6):

$$R'_{к.ш.} = \sqrt{(R'_x)^2 + (R'_y)^2}.$$

После расчета значений удельных сил по углу поворота коленчатого вала на листе 2 построена в прямоугольных координатах их развернутая диаграмма $R'_{к.ш.}$, на основании которой определяют максимальную, среднюю и минимальную нагрузку на четвертую коренную шейку:

$$R_{к.ш. \max} = 4,85 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 25,61 \text{ кН};$$

$$R_{к.ш. \text{cp}} = 0,72 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 3,8 \text{ кН};$$

$$R_{к.ш. \min} = 0,06 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 0,32 \text{ кН};$$

3.7. Полярная диаграмма нагрузок на третью шатунную шейку

Полярную диаграмму силы $R_{ш.ш.}$ (лист 2), действующей на шатунную шейку, строят графическим сложением векторов сил $K_{уд}$ и $T_{уд}$ (см. прил. 4. табл. 2). Силы K и T откладывают из начала координат $O_{ш.}$

Действительная нагрузка на шатунную шейку определяется как векторная сумма сил[2]

$$\bar{R}_{ш.ш.} = \bar{K} + \bar{T} + \bar{K}_{rш.},$$

$$\text{где } K_{rш.} = m_2 r \omega^2.$$

Так как на листе 2 построена полярная диаграмма в удельных силах $K_{уд}$ и $T_{уд}$, удельная сила $K'_{rш.} = K_{rш.} / F_{п.}$:

$$K'_{rш.} = 0,46 \text{ МПа.}$$

Диаграмма удельной силы $R_{ш.ш.}$ с центром в точке $O_{ш.}$ является полярной диаграммой нагрузки на шатунную шейку.

В прил. 6. табл. 8 приведены расчетные значения силы $R_{ш.ш.}$ для различных значений φ° , пкв, вычисленные по программе *Dinn*, а на листе 2 в прямоугольных координатах построена развернутая диаграмма удельной силы, на основании которой определяют максимальную и минимальную нагрузку на шатунную шейку:

$T_{\max} = 2,474 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 = 13063 \text{ Н}$; при $\varphi = 360^\circ$ $K_{\max} = 9,042 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 = 47742 \text{ Н}$, а при $\varphi = 342^\circ$ ПКВ – $T_{\min} = -0,482 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 = -2545 \text{ Н}$; при $\varphi = 3^\circ$ $K_{\min} = -0,756 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 = -3992 \text{ Н}$.

Определим реакции на левой и правой опорах коленчатого вала: от сил, действующих в плоскости кривошипа, при максимальном значении K_{\max} :

$$\begin{aligned} \sum M_A &= (K_{r_{\text{ш.}L}} - K_{r_{\text{пр.}L}}) \cdot 0,5(l_{\text{к.ш.}L} + h_L) + (K_{r_{\text{ш.ш.}}} + K_{r_{\text{ш.}}})(0,5l_{\text{к.ш.}L} + h_L + 0,5l_{\text{ш.ш.}}) - \\ &- K_{\max}(0,5l_{\text{к.ш.}L} + h_L + 0,5l_{\text{ш.ш.}}) + (K_{r_{\text{ш.}P}} - K_{r_{\text{пр.}P}})(0,5l_{\text{к.ш.}L} + h_L + l_{\text{ш.ш.}} + 0,5h_P) + \\ &+ R_{yP}l_{\text{кр.}} = 0; \\ \sum M_B &= (K_{r_{\text{пр.}L}} - K_{r_{\text{ш.}L}}) \cdot (0,5l_{\text{к.ш.}P} + 0,5h_L + l_{\text{ш.ш.}} + h_P) - \\ &- (K_{r_{\text{ш.ш.}}} + K_{r_{\text{ш.}}})(0,5l_{\text{к.ш.}P} + h_P + 0,5l_{\text{ш.ш.}}) + K_{\max}(0,5l_{\text{к.ш.}P} + h_P + 0,5l_{\text{ш.ш.}}) - \\ &- (K_{r_{\text{ш.}P}} - K_{r_{\text{пр.}P}})(0,5l_{\text{к.ш.}P} + 0,5h_P) + R_{yL}l_{\text{кр.}} = 0; \end{aligned}$$

от сил, действующих в плоскости кривошипа, при минимальном значении K_{\min} :

$$\begin{aligned} \sum M_A &= +K_{r_{\text{ш.}L}} - K_{r_{\text{пр.}L}}) \cdot 0,5(l_{\text{к.ш.}L} + h_L) + (K_{r_{\text{ш.ш.}}} + K_{r_{\text{ш.}}})(0,5l_{\text{к.ш.}L} + h_L + 0,5l_{\text{ш.ш.}}) + \\ &+ K_{\min}(0,5l_{\text{к.ш.}L} + h_L + 0,5l_{\text{ш.ш.}}) + (K_{r_{\text{ш.}P}} - K_{r_{\text{пр.}P}})(0,5l_{\text{к.ш.}L} + h_L + l_{\text{ш.ш.}} + 0,5h_P) + \\ &+ R_{yP}l_{\text{кр.}} = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_B &= (K_{r_{\text{пр.}L}} - K_{r_{\text{ш.}L}}) \cdot (0,5l_{\text{к.ш.}P} + 0,5h_L + l_{\text{ш.ш.}} + h_P) - \\ &- (K_{r_{\text{ш.ш.}}} + K_{r_{\text{ш.}}})(0,5l_{\text{к.ш.}P} + h_P + 0,5l_{\text{ш.ш.}}) - K_{\min}(0,5l_{\text{к.ш.}P} + h_P + 0,5l_{\text{ш.ш.}}) - \\ &- (K_{r_{\text{пр.}P}} - K_{r_{\text{ш.}P}})(0,5l_{\text{к.ш.}P} + 0,5h_P) - R_{yL}l_{\text{кр.}} = 0; \end{aligned}$$

от сил, действующих перпендикулярно плоскости кривошипа, при максимальном значении T_{\max} :

$$\begin{aligned} \sum M_A &= R_{xP}l_{\text{кр.}} - T_{\max}(0,5l_{\text{к.ш.}L} + 0,5l_{\text{ш.ш.}} + h_L) = 0; \\ \sum M_B &= -R_{xL}l_{\text{кр.}} + T_{\max}(0,5l_{\text{к.ш.}P} + 0,5l_{\text{ш.ш.}} + h_P) = 0; \end{aligned}$$

от сил, действующих перпендикулярно плоскости кривошипа, при минимальном значении T_{\min} :

$$\begin{aligned} \sum M_A &= R_{xP}l_{\text{кр.}} - T_{\min}(0,5l_{\text{к.ш.}L} + 0,5l_{\text{ш.ш.}} + h_L) = 0; \\ \sum M_B &= -R_{xL}l_{\text{кр.}} + T_{\min}(0,5l_{\text{к.ш.}P} + 0,5l_{\text{ш.ш.}} + h_P) = 0. \end{aligned}$$

После подстановки величин в уравнения равновесия получим значение реакций на опорах от действия сил в плоскости кривошипа:

при значении $K_{\max} = 47742 \text{ Н}$ $R_{yL} = 23321,41 \text{ Н}$, $R_{yP} = 23321,41 \text{ Н}$;

при значении $K_{\min} = -3992 \text{ Н}$ $R_{yL} = -2554,59 \text{ Н}$, $R_{yP} = -2554,59 \text{ Н}$;

от действия сил в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа:

при значении $T_{\max} = 13063 \text{ Н}$ $R_{xL} = 6531,5 \text{ Н}$, $R_{xP} = 6531,5 \text{ Н}$;
 при значении $T_{\min} = -2545 \text{ Н}$ $R_{xL} = -1272,5 \text{ Н}$, $R_{xP} = -1272,5 \text{ Н}$.

4.2. Расчет шатунной шейки

Запасы прочности шатунной шейки определим в двух сечениях – в со-
 пряжении со щекой (сечение I-I, см
 рис. 2) и в сечении, где расположено
 смазочное отверстие (сечение II-II,
 см. рис. 2). По результатам динами-
 ческого расчета (прил.6 табл. 3) из-
 вестно, что на режиме номинально
 мощности наибольший крутящий
 момент равен $M_{\text{ш.ш. max}} = +481 \text{ Н}\cdot\text{м}$, дей-
 ствующий на шатунную шейку при
 угле поворота коленчатого вала
 (ПКВ) $\varphi = 381^\circ$; минимальный –
 $M_{\text{ш.ш. min}} = -96 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при угле ПКВ $\varphi = 36^\circ$.

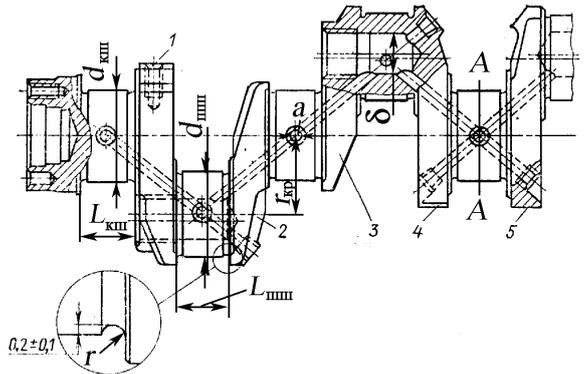


Рис. 3. Чертеж коленчатого вала четы-
 рехтактного дизеля: 1,4,5 – площад-
 ки для установки противовесов; 2,3 – щеки

Момент сопротивления при кручении шатунной шейки в сечении I-I ра-
 вен $W_{p.ш.ш.} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{\text{ш.ш.}}^4 - \delta_{\text{ш.ш.}}^4}{d_{\text{ш.ш.}}}$; $d_{\text{ш.ш.}} = 55,3 \text{ мм}$ – диаметр шатунной шейки в со-
 пряжении со щекой; $\delta = 0 \text{ мм}$. В расчетах принимается диаметр шатунной
 шейки $47,3 \text{ мм}$ из-за уменьшения его из-за выточки (рис. 3.) Тогда момент
 сопротивления в сечении I-I (см. рис. 2) равен

$$W_{\text{кр.шш}} = \frac{\pi}{16} \cdot d_{\text{шш}}^3 = \frac{3,14}{16} \cdot 0,0553^3 = 33,19 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальное и минимальные касательные напряжения равны:

$$\tau_{\max} = \frac{481}{33,19} \cdot 10^6 = 12,6 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\min} = -\frac{96}{33,19} \cdot 10^6 = -2,9 \text{ МПа}.$$

Определим амплитудное и среднее напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 15,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 4,85 \text{ МПа}.$$

При отношении радиуса галтели к диаметру шатунной шейки при переходе к щеке $r/d = 3/55,3 = 0,054$ (K_τ)_д = 3,23; $\beta = 1,1$; $\psi_\tau = 0,113$. Таким образом, частный запас прочности шатунной шейки в сечении I-I (по галтели при переходе от шейки к щеке) при кручении равен

$$n_\tau = \frac{230}{\frac{3,23}{1,1} 15,5 + 0,113 \cdot 4,85} = 4,99.$$

Действительный запас прочности равен

$$n'_\tau = n_\tau / \lambda_d = 3,68 / 1,21 = 4,12.$$

Для определения коэффициента запаса прочности в сечении II-II где имеется отверстие диаметром $a = 5$ мм для подачи масла, определим полярный момент сопротивления шатунной шейки в сечении II-II (см. рис.2), равен

$$W_{p.ш.ш.} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{ш.ш.}^4 - \delta_{ш.ш.}^4}{d_{ш.ш.}} \cdot \lambda \cdot \xi_{кр.}$$

Из [5] прил. 14 при $a/d = 5/56 = 0,089$ $\xi_{кр.} = 0,91$. Таким образом

$$W_{p.ш.ш.} = \frac{3,14}{16} \cdot 0,056^3 \cdot 0,91 = 31,36 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальные и минимальные касательные напряжения в сечении равны

$$\tau_{\max} = \frac{481}{31,36} \cdot 10^6 = 15,34 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\min} = -\frac{96}{31,36} \cdot 10^6 = -3,06 \text{ МПа}.$$

Определим амплитудное и среднее напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 9,2 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 6,14 \text{ МПа}.$$

Запас прочности n_τ шатунной шейки в сечении II-II от действия переменных крутящих моментов находим по формуле

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_\tau)_д}{\beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m},$$

где из ([5] прил. 4, рис. П3) при $a/d = 5/56 = 0,089$ находим по прямой 1 (K_τ)_д = 1,8; $\beta_\tau = 1,1$; $\psi_\tau = 0,113$.

$$n_\tau = \frac{230}{\frac{1,8}{1,1} 9,2 + 0,113 \cdot 6,14} = 14,6.$$

Действительный запас прочности равен

$$n_{\tau} = n_{\tau} / \lambda_{\text{д}} = 6,96 / 1,21 = 12,07$$

Определим напряжения в сечениях I-I и II-II шатунной шейки от действия изгибающих моментов.

Изгибающий момент в сечении сопряжения шатунной шейки со щекой (сечение I-I, см. рис. 2) от сил, действующих в плоскости кривошипа (момент относительно оси x), равен:

от максимальных сил

$$\begin{aligned} M_x &= R_{yL_{\max}} \cdot (0,5 \cdot l_{\text{к.ш.}L} + h_L) - (K_{\text{гр.}L} - K_{\text{рш.}L}) \cdot 0,5h_L = \\ &= 23321,41 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015) - (3152,8 - 437,1) \cdot 0,5 \cdot 0,015 = 655,95 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

от минимальных сил

$$\begin{aligned} M_x &= R_{yL_{\min}} \cdot (0,5 \cdot l_{\text{к.ш.}L} + h_L) - (K_{\text{гр.}L} - K_{\text{рш.}L}) \cdot 0,5h_L = \\ &= -2545,59 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015) - (3152,8 - 437,1) \cdot 0,5 \cdot 0,015 = -94,2 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

В плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа, (положительный знак момента принимается, если верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси x , находятся в сжатой зоне):

от максимальных сил

$$M_y = R_{xL_{\max}} \cdot (0,5l_{\text{к.ш.}L} + h_L) = 6531,5 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015) = 189,41 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

от минимальных сил

$$M_y = R_{xL_{\min}} \cdot (0,5l_{\text{к.ш.}L} + h_L) = -1272,5 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015) = -36,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В общем случае максимальное и минимальное напряжение должно быть вычислено с учетом изгиба шатунной шейки в двух плоскостях по зависимости

$$\sigma = \pm \frac{M_x}{I_x} y \pm \frac{M_y}{I_y} x.$$

Здесь x и y – координаты точки поперечного сечения, в которой напряжения достигают максимума или минимума.

Осевой момент инерции шатунной шейки в сечении I-I

$$I_x = I_y = \frac{\pi(d_{\text{ш.ш.}}^4 - \delta_{\text{ш.ш.}}^4)}{64}.$$

Поскольку в шатунной шейке нет облегчающего отверстия, то

$$I_x = I_y = \frac{\pi d_{\text{шш}}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,056^4}{64} = 0,482 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Так как шатунная шейка имеет круглое поперечное сечение, то определить напряжения от изгиба можно от суммарного изгибающего момента (косой изгиб не возникает). Поэтому напряжение может быть найдено по фор-

муле

$$\sigma = \pm \frac{M_{\Sigma}}{W},$$

где M_{Σ} – суммарный изгибающий момент; $W = 2I_x/d_{ш.ш.} = 8,61 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ – момент сопротивления поперечного сечения при изгибе.

Поскольку от максимальных сил максимальный изгибающий момент равен

$$M_{\text{изг. max}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{655,95^2 + 189,41^2} = 682,75 \text{ Н}\cdot\text{м},$$
 то максимальное

нормальное напряжение возникает в точке поперечного сечения, с угловой координатой от вертикальной оси, определяемой:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{M_x}{M_{\text{изг. max}}}\right) = \arccos\left(\frac{655,95}{682,75}\right) \approx 16^\circ.$$

От минимальных сил $M_{\text{изг. min}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(-94,2)^2 + (-36,9)^2} = 101,17$ Н·м, то минимальное напряжение расположено в точке с угловой координатой

$$\alpha = \arccos\left(\frac{M_x}{M_{\text{изг. min}}}\right) = \arccos\left(\frac{26,2}{26,37}\right) \approx 18^\circ \text{ (рис. 4.)}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= \frac{M_{x \text{ max}}}{I_x} \cdot \frac{d_{ш.ш.}}{2} \cos 18^\circ + \frac{M_{y \text{ max}}}{I_y} \cdot \frac{d_{ш.ш.}}{2} \sin 18^\circ = \\ &= \frac{305,2}{0,2456} 10^6 \cdot \frac{0,0473}{2} \cdot 0,9511 + \frac{100}{0,2456} 10^6 \cdot \frac{0,0473}{2} \cdot 0,309 = 30,94 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

или

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{изг. max.}}}{W} = \frac{321,2}{10,38} \cdot 10^6 = 30,94 \text{ МПа}.$$

Минимальное напряжение в той же точке равно

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{min}} &= \frac{M_{x \text{ min}}}{I_z} \cdot \frac{d_{ш.ш.}}{2} \cos 18^\circ + \frac{M_{y \text{ min}}}{I_z} \cdot \frac{d_{ш.ш.}}{2} \sin 18^\circ = \\ &= -\frac{280}{0,2456} 10^6 \cdot \frac{0,0473}{2} \cdot 0,9511 - \frac{87}{0,2456} 10^6 \cdot \frac{0,0473}{2} \cdot 0,309 = -28,23 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

или

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{M_{\text{изг. min.}}}{W} = -\frac{293,2}{10,38} \cdot 10^6 = -28,23 \text{ МПа}.$$

Вычислим амплитудное и среднее напряжения при изгибе в сечении I-I

$$\sigma_a = (30,94 + 28,23)/2 = 29,59 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = (30,97 - 28,23)/2 = 1,37 \text{ МПа}.$$

Запас прочности при изгибе в сечении I-I определяется по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_{\sigma})_D}{\beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

где из [5] (прил.13, рис. П1) при $r/h = 2,2/15 = 0,147$ эффективный коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $(K_{\sigma})_D = 3,9$, $\beta = 1,3$ (табл.4), $\psi_{\sigma} = 0,430$ (прил.1. табл. П5).

Тогда

$$n_{\sigma} = \frac{265}{\frac{3,9}{1,3} \cdot 29,59 + 0,430 \cdot 1,37} = 2,97$$

Общий запас прочности шатунной шейки в сечении I-I равен

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{2,97 \cdot 3,68}{\sqrt{2,97^2 + 3,68^2}} = 2,31$$

Для рассматриваемой конструкции коленчатого вала ось отверстия для подачи масла к шатунным подшипникам находится под углом 60° относительно вертикальной оси. В этом случае учитываются изгибающие моменты как от сил, действующих в плоскости кривошипа так и от сил перпендикулярных ему.

Если, как и раньше, примем знак изгибающего момента положительным, если при деформации изгиба верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси x будут располагаться в сжатой зоне. Тогда изгибающие моменты равны:

от максимальных сил

$$M_y = R_{xL \max} \cdot (0,5l_{к.ш.L} + h_L + 0,5l_{ш.ш.}) = 3448 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015 + 0,5 \cdot 0,024) =$$

$$= 107 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_x = R_{yL \max} \cdot (0,5l_{к.ш.L} + h_L + 0,5l_{ш.ш.}) + (K_{руцц} - K_{rnp}) \cdot (0,5h_L + 0,5l_{ш.ш.}) =$$

$$= 11585,8 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015 + 0,5 \cdot 0,024) + (715,2 - 4825) \cdot (0,5 \cdot 0,015 +$$

$$+ 0,5 \cdot 0,024) = 276 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{изг} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} = \sqrt{107^2 + 276^2} = 296 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

от минимальных сил

$$M_y = R_{xL \min} \cdot (0,5l_{к.ш.L} + h_L + 0,5l_{ш.ш.}) = -3001,5 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015 + 0,5 \cdot 0,024) =$$

$$= -93 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

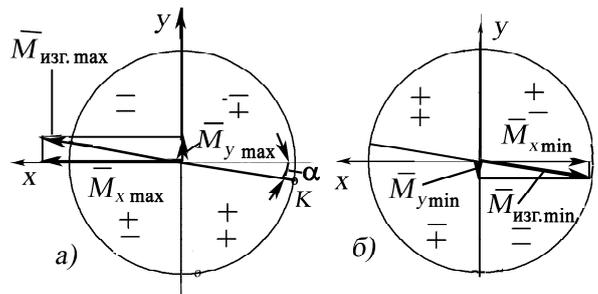


Рис. 4. Схема нагружения шатунной шейки изгибающими моментами

$$M_x = R_{yL \min} \cdot (0,5l_{к.ш.L} + h_L + 0,5l_{ш.ш.}) + (K_{руцц} - K_{rnp}) \cdot (0,5h_L + 0,5l_{ш.ш.}) =$$

$$= -8587,8 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015 + 0,5 \cdot 0,024) + (715,2 - 4825) \cdot (0,5 \cdot 0,015 +$$

$$+ 0,5 \cdot 0,024) = -346,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{изг. \min} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} = \sqrt{(-97)^2 + (-346,4)^2} = 359,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления при изгибе шатунной шейки в сечении II-II (см. рис. 2) равен

$$W_{изг. ш.ш.} = \frac{\pi}{32} \cdot d_{шш}^3 \xi_{изг.} = \frac{\pi}{32} \cdot 0,048^3 \cdot 0,82 = 8,899 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

В расчете принято, что из [5] прил. 14 при $a/d = 5/48 = 0,104$ $\xi_{изг.} = 0,82$.

В окрестности точки, где расположено смазочное отверстие, максимальное и минимальное нормальные напряжения равны:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{изг. \max}}{W_{изг. ш.ш.}} = \frac{296}{8,899} \cdot 10^6 = 33,26 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{y \max}}{W_{изг. ш.ш.}} = -\frac{359,7}{8,899} \cdot 10^6 = -40,42 \text{ МПа}$$

Вычислим амплитудное и среднее напряжения при изгибе шатунной шейки в сечении II-II: $\sigma_a = (33,26 + 40,42)/2 = 36,84 \text{ МПа}$; $\sigma_m = (33,26 - 40,42)/2 = -7,16 \text{ МПа}$.

Из [5] прил.4, рис. П1 при $a/d = 5/48 = 0,104$ эффективный коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $(K_\sigma)_d = 1,9$, $\beta = 1,3$ (табл.4, закалка ТВЧ); $\psi_\sigma = 0,430$.

Запас прочности при изгибе в сечении II-II определяется по формуле

$$n_\sigma = \frac{265}{\frac{1,9}{1,3} \cdot 36,84 + 0,430 \cdot (-7,16)} = 5,22$$

Общий запас прочности шатунной шейки в сечении II-II равен

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{5,22 \cdot 6,96}{\sqrt{5,22^2 + 6,96^2}} = 4,18.$$

4.3. Расчет коренной шейки

Из динамического расчета определили, что наиболее нагруженной является вторая коренная шейка. Расчет ее проводим в двух сечениях: сопряжения ее со щекой и по сечению, где имеется отверстие для подачи масла к вкладышам подшипника (на рис. 2 оно совпадает с опорой А). Коленчатый вал изготовлен из легированной стали 40Х с механическими характеристиками: предел прочности $\sigma_B = 730 \dots 1050 \text{ МПа}$; предел выносливости при изги-

бе $\sigma_{.1} = 320 \dots 480$ МПа; то же при кручении $\tau_{.1} = 210 \dots 260$ МПа[5].

При расчете по разрезной схеме коренные шейки рассчитывают только на кручение без учета напряжений изгиба, мало влияющих на запас прочности (по некоторым данным в пределах 3...4 %).

При действии крутящего момента в поперечном сечении коренной шейки возникает касательные напряжения: от максимального $M_{\max} = +494$ Н·м. и минимального $M_{\min} = -96$ Н·м. (прил.6 табл. 3)

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр. max}}}{W_{p \text{ кш}}}; \quad \tau_{\min} = \frac{M_{\text{кр. min}}}{W_{p \text{ кш}}},$$

где $W_{p \text{ кш}} = J_p \frac{2}{d_{\text{кш}}} \xi_{\text{кр}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{\text{кш}}^4 - \delta_{\text{кш}}^4}{d_{\text{кш}}} \xi_{\text{кр}}$ – момент сопротивления коренной шейки при кручении;

$$I_p \text{ – полярный момент инерции коренной шейки } J_p = \frac{\pi(d_{\text{кш}}^4 - \delta_{\text{кш}}^4)}{32};$$

$d_{\text{кш}}$ – диаметр коренной шейки; δ – диаметр внутреннего облегчающего отверстия (если оно имеется); $\xi_{\text{кр}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий наличие отверстия для подачи масла. Для данной конструкции коленчатого вала в коренной шейке нет облегчающего отверстия ($\delta = 0$).

Для поперечного сечения коренной шейки в сопряжении со щекой $\xi_{\text{кр}} = 1$, однако имеется выточка глубиной (на радиус) 0,35 мм. Поэтому в расчетах учитываем диаметр $62 - 0,7 = 61,3$ мм.

Таким образом

$$W_{p \text{ кш}} = \frac{\pi d_{\text{кш}}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,0613^3}{16} = 45,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Тогда

$$\tau_{\max} = \frac{494}{45,2} \cdot 10^6 = 10,92 \text{ Мпа};$$

$$\tau_{\min} = -\frac{96}{45,2} \cdot 10^6 = -2,12 \text{ МПа}.$$

Определим амплитудное и среднее напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 6,52 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 4,4 \text{ МПа}.$$

Запас прочности n_τ коренной шейки от действия переменного крутящего момента находим по формуле :

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_{\tau})_{Д}}{\beta_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}.$$

Из [5] при $r/d_{кш} = 3/62 = 0,05$ $(K_{\tau})_{Д} = 3,4$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении; $\beta_{\tau} = 1,1$ – коэффициент, учитывающий обработку поверхности; $\psi_{\tau} = 0,113$ – коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения.

$$\text{Таким образом, } n_{\tau} = \frac{230}{\frac{3,4}{1,1} 6,52 + 0,113 \cdot 4,4} = 11,1.$$

Учет влияния крутильных колебаний производится приближенно: в запас прочности вводится коэффициент динамического усиления $\lambda_{д}$. Для четырехцилиндрового двигателя $\lambda_{д} = 1,21$.

Запас прочности с учетом коэффициента динамического усиления

$$n'_{\tau} = n_{\tau} / \lambda_{д}.$$

Таким образом, действительный запас прочности равен

$$n'_{\tau} = n_{\tau} / \lambda_{д} = 11,1 / 1,21 = 9,17$$

Момент сопротивления в сечении коренной шейки, где имеется отверстие диаметром $a = 5$ мм для подачи масла, равен

$$W_{p\text{ к.ш.}} = \frac{\pi d_{к.ш.}^3}{16} \xi_{кр.}$$

Из [5] прил. 14 при $a/d = 5/62 = 0,08$ $\xi_{кр.} = 0,9$. Таким образом

$$W_{p\text{ к.ш.}} = \frac{3,14 \cdot 0,062^3}{16} 0,9 = 42,09 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальное напряжение равно

$$\tau_{\max} = \frac{494}{42,09} \cdot 10^6 = 11,74 \text{ МПа,}$$

а минимальное

$$\tau_{\min} = -\frac{96}{42,09} \cdot 10^6 = -2,28 \text{ МПа.}$$

Амплитудное и среднее напряжения равны:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 7,01 \text{ МПа;}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 4,73 \text{ МПа.}$$

Запас прочности n_{τ} при переменных касательных напряжениях в поперечном сечении коренной шейки находим по формуле:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_{\tau})_D}{\beta_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

Здесь при $a/d = 5/62 = 0,08$: $\tau_{-1} = 230$ МПа; $\psi_{\tau} = 0,113$; $(K_{\tau})_D = 1,9$; $\beta_{\tau} = 1$ (поверхностная закалка токами высокой частоты).

Подставив найденные значения коэффициентов, получим

$$n_{\tau} = \frac{230}{\frac{1,9}{1,1} 7,01 + 0,113 \cdot 4,73} = 18,2.$$

Действительный запас прочности равен

$$n'_{\tau} = n_{\tau} / \lambda_d = 18,2 / 1,21 = 15,04$$

4.4. Расчет щеки коленчатого вала

Для определения изгибающего момента, деформирующего щеку, необходимо взять сумму моментов всех сил, действующих в плоскости кривошипа, относительно точки C – середины толщины щеки

(см. рис. 4 и 5). Так для левой щеки (см. рис. 2) в этом случае получаем $M_{изг.} = 0,5(l_{к.ш.} + h_L)R_{yL}$.

От действия максимальной нагрузки изгибающий момент $M_{изг.маx}$ равен

$$M_{изг.маx} = 0,5R_{yLмаx} (l_{к.ш.} + h_L) = 0,5 \cdot 1842,4(0,028 + 0,015) = 39,61 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

от действия минимальной нагрузки изгибающий момент $M_{изг.мин}$ равен

$$M_{изг.мин} = 0,5R_{yLмин} (l_{к.ш.} + h_L) = -0,5 \cdot 201,2(0,028 + 0,015) = -4,32 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определим перекрытие шатунной шейки

$$\Delta = \frac{d_{к.ш.} + d_{ш.ш.}}{2} - r_{кр.} = \frac{0,062 + 0,056}{2} - 0,0355 = 0,0235 \text{ м}.$$

Определим h_1 (см. рис.4)

$$h_1 = \sqrt{h_L^2 + \Delta^2} \approx 0,0279 \text{ м}.$$

Ширина щеки в области перекрытия $b = 90$ мм. Тогда момент сопротивления щеки при изгибе равен

$$W_{изг.} = \frac{bh_1^2}{6} = \frac{0,09 \cdot 0,0279^2}{6} = 11,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

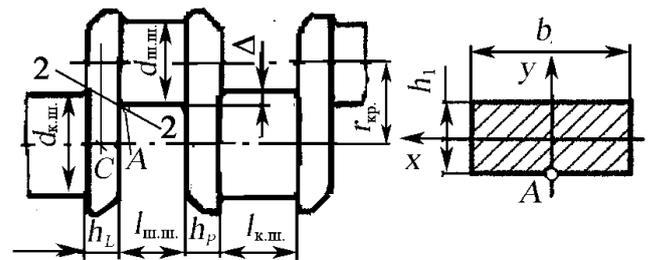


Рис. 5. Расчетная схема щеки коленчатого вала

Максимальное и минимальное нормальные напряжения равны

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{изг. max}}}{W_{\text{изг.}}} = \frac{249,09}{3,8} \cdot 10^6 = 65,55 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\text{изг. min}}}{W_{\text{изг.}}} = -\frac{184,64}{3,8} \cdot 10^6 = -48,59 \text{ МПа}.$$

Амплитудное и среднее напряжения равны $\sigma_a = 0,5(65,55 + 48,59) = 56,07 \text{ МПа};$

$\sigma_m = 0,5(65,55 - 48,59) = 7,48 \text{ МПа}$, а запас прочности при изгибе равен

$$n_{\sigma} = \frac{265}{\frac{3,9}{1,3} \cdot 56,07 + 0,430 \cdot 7,48} = 1,67.$$

От кручения запас прочности в окрестности точки *A* вычислили ранее при расчете шатунной шейки на кручение в сечении I-I. Он равен $n_{\tau} = 3,68$.

Общий запас прочности щеки равен

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,67 \cdot 3,68}{\sqrt{1,67^2 + 3,68^2}} = 1,68.$$

4.5. Расчёт подшипников скольжения

Площадь поршня $F_{\text{п}} = 0,0528 \text{ м}^2$; диаметр шатунной шейки $d_{\text{шш}} = 0,056 \text{ м}$; длина опорной части шатунной шейки $l_{\text{шш}} = 0,021 \text{ м}$; частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$; давление масла на входе в подшипник $p_{\text{м}} = 0,2 \text{ МПа}$; температура масла на входе в подшипник 80°C ; радиальный зазор в подшипнике $d = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; плотность масла при 20°C $\rho_{20} = 905 \text{ кг/м}^3$; динамическая вязкость масла при средней температуре масляного слоя 100°C

$$\eta_{\text{ср}} = 0,012 \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

В результате динамического расчета и построения векторной диаграммы давлений на шатунный подшипник получим среднее давление, отнесенное к площади поршня,

$$R_{\text{ср}} = (1/n) \sum_1^n R_i = 2,085 \text{ МПа},$$

где n – число делений на которые поделен график изменения удельной нагрузки на шатунную шейку по углу поворота кривошипа; R_i – значение давления в этих точках.

Средняя нагрузка на подшипник

$$P = R_{cp} F_{II} = 2,085 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 = 11009 \text{ Н} \\ = 11,0 \text{ кН.}$$

Определим давление на 1 м² площади проекции подшипника

$$k = P / (d_{шш} l_{шш}) = 11009 / (0,056 \cdot 0,021) = 9,36 \\ \text{МПа,}$$

Относительный зазор в подшипнике

$$\psi = 2\delta / d_{шш} = 2 \cdot 0,04 / 56 = 0,0014.$$

Находим коэффициент грузоподъемности подшипника

$$\Phi = 2\psi^2 k / (\eta_{cp} \omega) = 2 \cdot 0,0014^2 \cdot 9,36 \cdot 10^6 / (0,012 \cdot 566,13) \\ = 5,4.$$

Здесь η_{cp} – динамическая вязкость масла при средней температуре слоя масла, соответствующей балансу энергии при данном режиме работы двигателя; ω – угловая скорость коленчатого вала.

По вычисленному значению Φ используя диаграмму (рис. 6) определяем необходимый эксцентриситет $\chi = 0,9$.

Минимальная толщина слоя масла между подшипником и шейкой определяется как

$$h_{min} = \delta(1 - \chi) = 0,04 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 0,9) = 0,4 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

В действительности минимальная толщина слоя масла должна быть больше суммы высот неровностей поверхностей шатунной шейки ($h_{шш} = 0,007$ мм, после чистового шлифования) и подшипника ($h_{II} = 0,013$ мм, после алмазного растачивания).

Коэффициент запаса подшипника по толщине слоя масла

$$S_{зап} = h_{min} / (h_{шш} + h_{II}) = 0,4 / (0,07 + 0,13) = 2.$$

Зная относительный эксцентриситет χ шатунной шейки в подшипнике, определяют коэффициент q_1 торцового расхода смазочного материала. На рис. 7а представлены графики изменения q_1 в зависимости от χ и $l_{шш} / d_{шш}$ при угле охвата $\phi = 180^\circ$. В нашем случае $q_1 = 0,19$

Коэффициент расхода смазочного материала q_0 на выходе из нагруженной части слоя масла подшипника с цилиндрической расточкой определяют по диаграмме (рис. 5б).

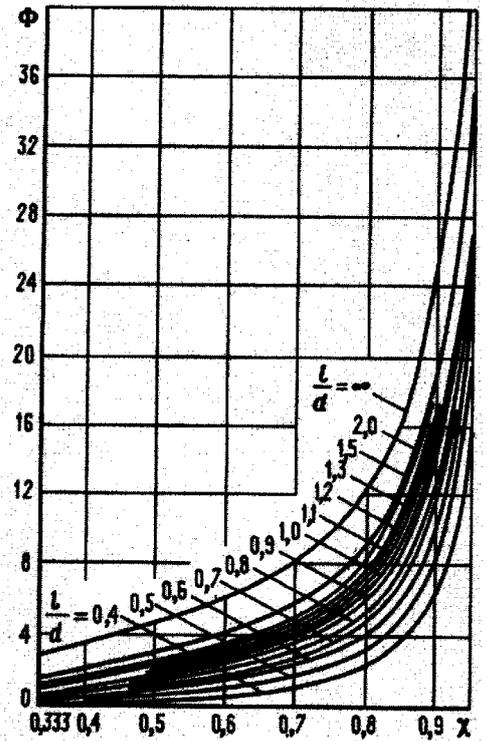


Рис.6. Кривые коэффициента грузоподъемности подшипника Φ

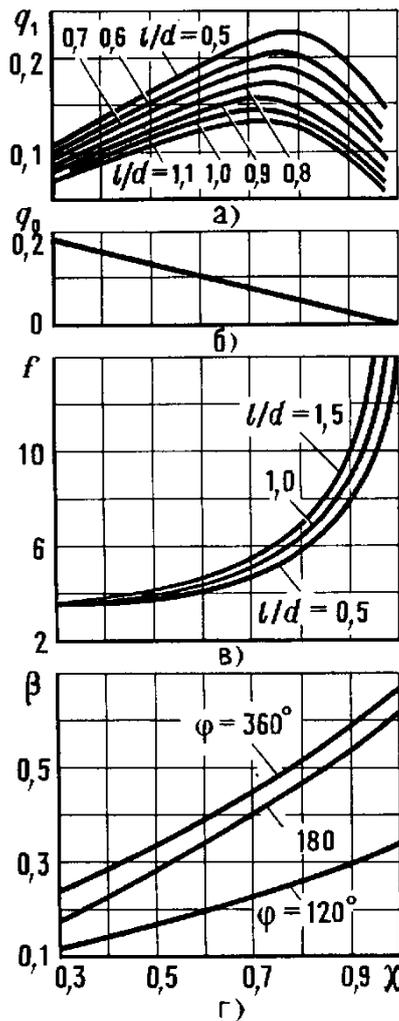


Рис. 7. Кривые коэффициентов расхода и сопротивления: а – через нагруженную часть смазочного слоя торца при $\varphi=180^\circ$; б – на выходе из нагруженной части смазочного слоя торца; в – сопротивление шипа вращению при $\varphi=180^\circ$; г – объемного расхода смазочного материала

материала при данной температуре t , Дж/(кг·°С). Отметим, что

$$C_{Mt} = (53,2 + 0,107t) / \sqrt{\rho_{20}} =$$

$$= (53,2 + 0,107 \cdot 100) / \sqrt{905} = 2,12$$

Температура смазочного материала на входе в слой масла

$$t_{\text{вх}} = t_0 + \Delta t q_0 / q_1 = 20 + 54 \cdot 0,02 / 0,19 = 25,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура смазочного материала в зазоре

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{вх}} + 0,5 \Delta t = 25,7 + 0,5 \cdot 54 = 52,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$q_0 = 0,02.$$

Плотность масла при температуре $t=100^\circ\text{C}$

$$\rho_t = \rho_{20} / [1 + k_v(t - 20)],$$

где ρ_{20} – плотность смазочного материала при выбранной температуре подшипника, кг/м³, k_v – температурный коэффициент объемного расширения, для ориентировочной плотности $k_v = 68,8 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^\circ\text{C}$.

Тогда

$$\rho_t = 905 / [1 + 68,8 \cdot 10^{-5} \cdot (100 - 20)] = 859 \text{ кг/м}^3$$

Окружной расход, определяемый количеством налипшего смазочного материала,

$$q_H = (0,375/\delta) \sqrt{\eta_{\text{ср}}/\rho\omega} = (0,375/0,04 \cdot 10^{-3}) \cdot$$

$$\cdot \sqrt{0,012/(859 \cdot 566,3)} = 1,74$$

Коэффициент сопротивления f шипа вращению с учетом трения в нерабочей части зазора подшипника при смазывании через верхнюю половину вкладыша определяется по диаграмме (рис. 7в). $f=8$.

Зная коэффициент сопротивления вращению f и коэффициент расхода смазочного материала q_1 , можно определить приращение температуры в слое масла

$$\Delta t = f\omega\eta_{\text{ср}} / (C_M\rho\psi^2q_1) =$$

$$= 8 \cdot 566,3 \cdot 0,012 / (2,12 \cdot 859 \cdot 0,0014^2 \cdot 0,19) = 54^\circ\text{C}$$

где C_M – удельная теплоемкость смазочного

Тогда расход смазочного материала, необходимый для обеспечения работоспособности подшипника

$$Q_M = 0,5\psi\omega l_{\text{шш}} d_{\text{шш}}^2 (q_1 + q_2),$$

где $q_2 = \beta \Phi (d_{\text{шш}}/l_{\text{шш}})^2 (p_M/k) = 0,3 \cdot 5,4 (0,056/0,021)^2 \cdot (0,2/9,36) = 0,2$;

β – коэффициент, определяемый по графику на рис. 7г в зависимости от угла охвата ($\varphi = 120 \dots 150^\circ$) и относительного эксцентриситета χ ; p_M – давление масла; k – давление на 1 м^2 площади проекции подшипника.

В нашем случае

$$Q_M = 0,5 \cdot 0,0014 \cdot 566,3 \cdot 0,056^2 (0,19 + 0,2) = 0,00048$$

Потери мощности на трение в подшипнике

$$N_{\text{п}} = 10^{-3} f \omega^2 d^3 l_{\text{шш}} \eta_{\text{ср}} / (2\psi) = 10^{-3} \cdot 8 \cdot 566,3^2 \cdot 0,056^3 \cdot 0,021 \cdot 0,012 / (2 \cdot 0,0014) = 0,040 \text{ кВт},$$

где $N_{\text{п}}$ – в кВт.

4.6. Расчет поршневого пальца

Поршневой палец изготовлен из легированной стали 40ХН ($\sigma_{-1} = 460 \dots 600$ МПа), на него действует максимальная нагрузка на такте впуска от сил инерции массы поршневой группы при работе на режиме максимальной частоты вращения холостого хода:

$$P_{\text{пг}} = m_{\text{пг}} \omega_{\text{ххmax}}^2 r (1 + \lambda) = 0,540 \cdot 700^2 \cdot 0,0378 \cdot (1 + 0,293) = 12932 \text{ Н}$$

где $m_{\text{пг}}$ – масса поршневой группы (без массы поршневого пальца); $\omega_{\text{ххmax}} = (\pi n_{\text{ххmax}}) / 30$ – угловая частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при максимально допустимой $n_{\text{ххmax}}$; r – радиус кривошипа; $\lambda = r/l_{\text{ш}}$; $l_{\text{ш}}$ – длина шатуна.

Кроме того, на номинальном режиме, на поршневой палец на такте расширения действует нагрузка:

$$P_s = P_{\text{г}} - P_{\text{пг}} = (p_z - p_0) F_{\text{п}} - m_{\text{пг}} \omega^2 r (1 + \lambda) = (6,95 \cdot 10^6 - 10^5) \cdot 0,00528 - 0,540 \cdot 566,1^2 \cdot 0,0378 (1 + 0,293) = 27647 \text{ Н}$$

где p_z – максимальное давление сгорания на расчетном режиме; p_0 – атмосферное давление; ω – угловая частота вращения коленчатого вала на этом же режиме.

Основным критерием при оценке износостойкости пальца являются удельные нагрузки на втулку шатуна $q_{\text{ш}}$ и на бобышки поршня q_6 (рис. 8).

Удельная нагрузка пальца на втулку шатуна от суммарных сил

$$q_{ш} = \frac{P_s}{ad_{п}} = \frac{27647}{0,028 \cdot 0,02} = 49,4 \text{ МПа};$$

от сил инерции

$$q_{ш} = \frac{P_{jш}}{ad_{п}} = \frac{12932}{0,028 \cdot 0,02} = 23,1 \text{ МПа}$$

где P_s – суммарная сила давления газов при сгорании и сил инерции от массы поршневой группы; $P_{jш}$ – сила инерции в ВМТ от массы поршневой группы на режиме $n_{ххmax}$; a – длина втулки; $d_{п}$ – диаметр пальца.

Для выпускаемых сейчас автомобильных двигателей $q_{ш} = 20 \dots 40$ МПа. Удельная нагрузка пальца на бобышку

$$q_6 = \frac{P_s}{2l_6 d_{п}} = \frac{27647}{2 \cdot 0,017 \cdot 0,02} = 40,6; \text{ или}$$

$$q_{ш} = \frac{P_{jш}}{2l_6 d_{п}} = \frac{12932}{2 \cdot 0,017 \cdot 0,02} = 19 \text{ МПа};$$

где l_6 – рабочая длина бобышки.

Для выпускаемых сейчас автомобильных двигателей $q_6 = 15 \dots 35$ МПа.

Максимальной расчетной нагрузкой для пальца является усилие, с которым палец прижимается к бобышкам поршня.

Под действием нагрузки в пальце возникают напряжения от изгиба, среза и овализации (последнее только для плавающих пальцев) (рис. 9). При определении напряжений изгиба возможны затруднения в выборе схемы нагружения пальца. Р. С. Кинасошвили рекомендует определять максимальные напряжения изгиба пальца как балки с нагрузкой, изображенной на рис. 10.

Для данной схемы нагрузки напряжения изгиба (в центре поршневого пальца)

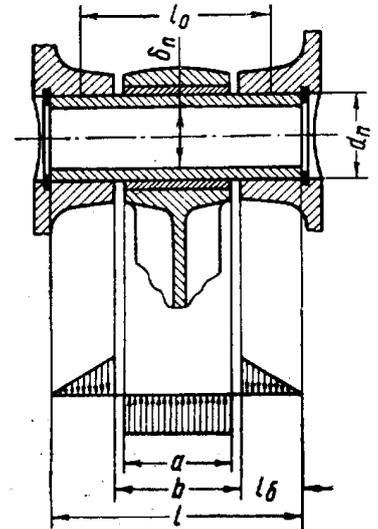


Рис. 8. Расчетная схема поршневого пальца

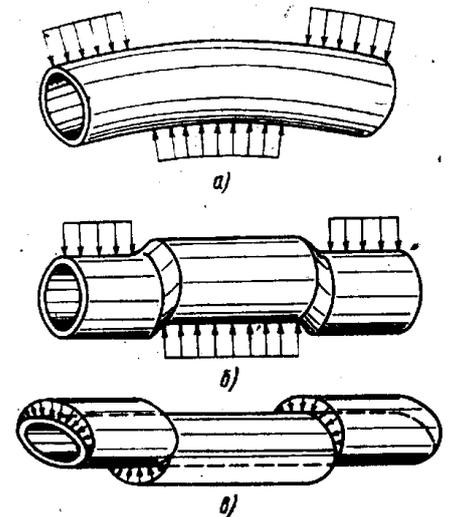


Рис. 9. Виды деформаций поршневого пальца: а – изгиб в продольном направлении; б – срез; в – овализация

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{P_{jmn}(l+2b-1,5a)}{1,2d_{\Pi}^3(1-\alpha^4)} = \frac{12932 \cdot (0,064 + 2 \cdot 0,03 - 1,5 \cdot 0,028)}{1,2 \cdot 0,02^3 \cdot (1 - 0,7^4)} = 145 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min}}{W} = \frac{-P_s(l+2b-1,5a)}{1,2d_{\Pi}^3(1-\alpha^4)} = \frac{-27647 \cdot (0,064 + 2 \cdot 0,03 - 1,5 \cdot 0,028)}{1,2 \cdot 0,02^3 \cdot (1 - 0,7^4)} = -318 \text{ МПа},$$

где $\alpha = \delta_{\Pi} / d_{\Pi} = 14 / 20 = 0,7$.

Для пальцев автомобильных и тракторных двигателей напряжения $\sigma_{\Pi} = 250 \dots 500$ МПа.

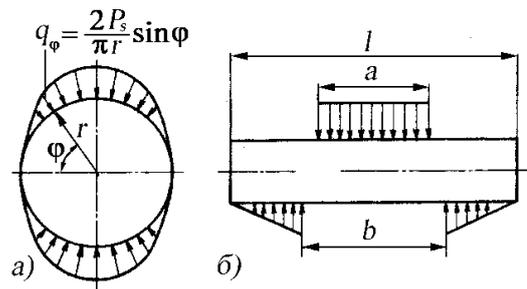
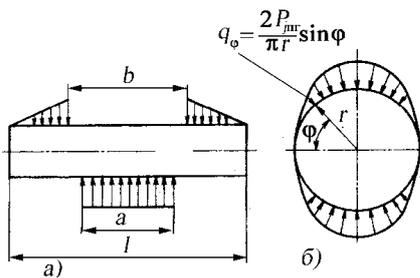


Рис. 10. Расчетные схемы нагружения поршневого пальца от сил инерции P_{jmn} : *a* – при расчете на изгиб и срез; *б* – при расчете на овализацию

Рис. 11. Расчетные схемы нагружения поршневого пальца от суммарных сил P_s : *a* – при расчете на овализацию; *б* – при расчете на изгиб и срез

Определяем амплитудные и средние напряжения

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (145 - 318) / 2 = -86,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (145 + 318) / 2 = 231,5 \text{ МПа}.$$

Далее определяют запас прочности при переменных напряжениях по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{460}{\frac{1}{0,9 \cdot 1} \cdot 231,5 - 0,194 \cdot 86,5} = 2$$

Максимальная срезающая сила действует на палец в сечениях, расположенных в зазорах между торцами бобышек и втулки шатуна. Максимальное касательное напряжение для этих сечений в нейтральной плоскости балки

от сил инерции

$$\tau = \frac{0,85 P_{jmn}(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{\Pi}^2(1 - \alpha^2)} = \frac{0,85 \cdot 12932 \cdot (1 + 0,7 + 0,7^2)}{0,02^2 \cdot (1 - 0,7^2)} = 118 \text{ МПа}.$$

от суммарных сил

$$\tau = \frac{0,85 P_s(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{\Pi}^2(1 - \alpha^2)} = \frac{0,85 \cdot 27647 \cdot (1 + 0,7 + 0,7^2)}{0,02^2 \cdot (1 - 0,7^2)} = 252 \text{ МПа}.$$

Для пальцев автомобильных двигателей напряжения $\tau=120\dots250$ МПа. Максимальная овализация поршневого пальца или увеличение его диаметра в направлении, перпендикулярном к плоскости действия нагрузки, наблюдается на среднем участке пальца на длине около $0,2l$ и определяется по формуле от сил инерции

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09 P_{jnn}}{lE} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 k = \frac{0,09 \cdot 12932}{0,064 \cdot 2 \cdot 10^{11}} \left(\frac{1+0,7}{1-0,7} \right)^3 \cdot 1,095 = 0,0000037$$

от суммарных сил

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09 P_s}{lE} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 k = \frac{0,09 \cdot 27647}{0,064 \cdot 2 \cdot 10^{11}} \left(\frac{1+0,7}{1-0,7} \right)^3 \cdot 1,095 = 0,0000039,$$

где k – поправочный коэффициент

$$k = 1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3 = 1,5 - 15 \cdot (0,7 - 0,4)^3 = 1,095$$

l – длина пальца; E – модуль упругости материала пальца.

Максимальная овализация

$$\Delta d_{\max} = 0,001 d_{\Pi} = 0,001 \cdot 0,02 = 0,000002.$$

Из графика рис.12 при $\alpha=0,7$ $\eta_1=7$; $\eta_2=17$; $\eta_3=12$; $\eta_4=10$. Для характерных точек сечения пальца 1, 2, 3 и 4 При действии силы инерции $P_{jnz} = 12932$ Н находим напряжения:

На внешней поверхности пальца в точке 1

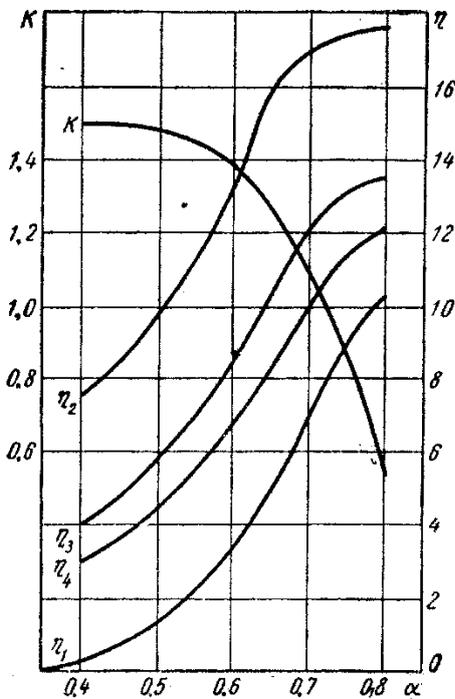


Рис. 12. Значения величин k , η_1 , η_2 , η_3 , η_4

$$\begin{aligned} \sigma_{\alpha\varphi=0} &= \frac{P_{jnn}}{l d_{\Pi}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] k = \\ &= \frac{P_{jnn}}{l d_{\Pi}} \eta_1 = \frac{12932}{0,064 \cdot 0,02} \cdot 7 = 70,7 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

На внутренней поверхности пальца в точке 2

$$\begin{aligned} \sigma_{i\varphi=0} &= -\frac{P_{jnn}}{l d_{\Pi}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] k = \\ &= -\frac{P_{jnn}}{l d_{\Pi}} \eta_2 = -\frac{12932}{0,064 \cdot 0,02} \cdot 17 = -171 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

На внешней поверхности пальца в точке 3

$$\begin{aligned} \sigma_{\alpha\varphi=90^\circ} &= -\frac{P_{jnn}}{l d_{\Pi}} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{1}{1-\alpha} \right] k = \\ &= -\frac{P_{jnn}}{l d_{\Pi}} \eta_3 = -\frac{12932}{0,064 \cdot 0,02} \cdot 12 = -121 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

На внутренней поверхности пальца точке 4

$$\sigma_{i\varphi=90^\circ} = \frac{P_{jmn}}{ld_{\Pi}} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] k = \frac{P_{jmn}}{ld_{\Pi}} \eta_4 = \frac{12932}{0,064 \cdot 0,02} \cdot 10 = 101 \text{ МПа.}$$

При действии суммарной силы $P_s = 27647$ Н находим напряжения:

На внешней поверхности пальца в точке 1

$$\sigma_{\alpha\varphi=0} = \frac{P_s}{ld_{\Pi}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] k = \frac{P_s}{ld_{\Pi}} \eta_1 = \frac{27647}{0,064 \cdot 0,02} \cdot 7 = 151 \text{ МПа.}$$

На внутренней поверхности пальца в точке 2

$$\sigma_{i\varphi=0} = -\frac{P_s}{ld_{\Pi}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] k = -\frac{P_s}{ld_{\Pi}} \eta_2 = -\frac{27647}{0,064 \cdot 0,02} \cdot 17 = -367 \text{ МПа}$$

На внешней поверхности пальца в точке 3

$$\sigma_{\alpha\varphi=90^\circ} = -\frac{P_s}{ld_{\Pi}} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{1}{1-\alpha} \right] k = -\frac{P_s}{ld_{\Pi}} \eta_3 = -\frac{27647}{0,064 \cdot 0,02} \cdot 12 = -259 \text{ МПа}$$

На внутренней поверхности пальца в точке 4

$$\sigma_{i\varphi=90^\circ} = \frac{P_s}{ld_{\Pi}} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] k = \frac{P_s}{ld_{\Pi}} \eta_4 = \frac{27647}{0,064 \cdot 0,02} \cdot 10 = 216 \text{ МПа.}$$

Запасы прочности определим в т.2 и т. 4, так как в точке 2 напряжение частично уравновешиваются напряжением от газовой нагрузки, а в точке. 4 напряжения суммируются.

Точка 2: $\sigma_{\max} = -171$ МПа; $\sigma_{\min} = -367$ МПа.

Определяем амплитудные и средние напряжения

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (-171 - 367) / 2 = -269 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (-171 + 367) / 2 = 98 \text{ МПа.}$$

Далее определяют запас прочности при переменных напряжениях по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{460}{\frac{1}{0,9 \cdot 1} \cdot 98 - 0,194 \cdot 269} = 8,1$$

Точка 4: $\sigma_{\max} = 216$ МПа; $\sigma_{\min} = 101$ МПа.

Определяем амплитудные и средние напряжения

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (216 + 101) / 2 = 158,5 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (216 - 101) / 2 = 57,5 \text{ МПа.}$$

Далее определяют запас прочности при переменных напряжениях по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{460}{\frac{1}{0,9 \cdot 1} \cdot 57,5 + 0,194 \cdot 158,5} = 4,8$$

Рекомендуемые запасы выносливости $n \geq 2$. Запасы прочности достаточные. Приведенные эпюры напряжений (рис.18, рис.19) построены по следующим зависимостям:

для внешней поверхности

$$\sigma_a = \frac{Pr}{hl} \left[2 \frac{6r+h}{h(2r+h)} f_2 - \frac{f_1}{r} \right] k;$$

для внутренней поверхности

$$\sigma_a = -\frac{Pr}{hl} \left[2 \frac{6r-h}{h(2r-h)} f_2 + \frac{f_1}{r} \right] k,$$

где h – толщина стенки пальца;

$$h = \frac{d_n - \delta_n}{2} = d_n \frac{1 - \alpha}{2} = 0,021 \cdot \frac{1 - 0,7}{2} = 0,003 м; \quad r = d_n / 2 = 0,021 / 2 = 0,0105 м; \quad f_1$$

и f_2 – безразмерные функции, зависящие от угла φ (в радианах);

$$f_1 = 0,5 \cos \varphi + 0,3185 \sin \varphi - 0,3185 \varphi \cos \varphi; \quad f_2 = f_1 - 0,406 .$$

Расчет проводился по программе EXCEL. Результаты вычислений от действия суммарной силы P_s указаны в табл. 5.

Таблица 5

Напряжения овализации от суммарной силы P_s

φ^0	Напряжение σ_a на внешней поверхности	Напряжение σ_a на внутренней поверхности	φ^0	Напряжение σ_a на внешней поверхности	Напряжение σ_a на внутренней поверхности
0	115,5078	-328,891	50	-98,7107	-7,56276
10	102,2072	-308,94	60	-151,012	70,8896
20	66,92102	-256,01	70	-192,328	132,8633
30	16,86824	-180,931	80	-218,713	172,441
40	-40,6627	-94,6349	90	-227,719	185,9497

По табл. 5 строим эпюру напряжений от овализации пальца под действием суммарной силы P_s (рис. 13).

Результаты вычислений от действия силы инерции $P_{jнr}$ указаны в таблице 6.

По табл. 6 строим эпюру напряжений от овализации пальца под действием силы инерции $P_{jнr}$ (рис. 14).

Таблица 6

Напряжения овализации от суммарной силы $P_{jнr}$

φ^0	Напряжение, σ_a на внешней поверхности	Напряжение, σ_a на внутренней поверхности	φ^0	Напряжение, σ_a на внешней поверхности	Напряжение, σ_a на внутренней поверхности
0	46,87967	-133,483	50	-40,0625	-3,0694
10	41,48154	-125,385	60	-61,2894	28,77105
20	27,16037	-103,904	70	-78,0577	53,92351
30	6,846098	-73,4322	80	-88,7663	69,98642

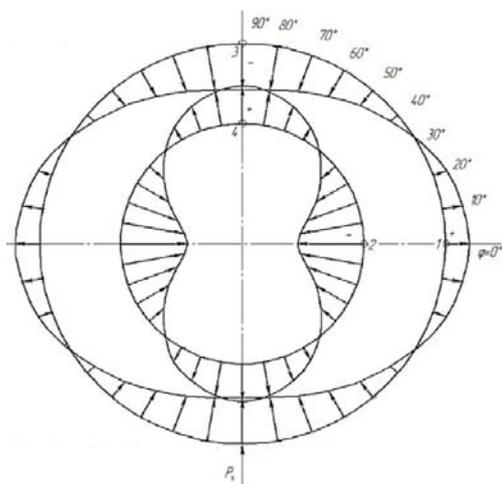


Рис. 13. Эпюра напряжений от оваллизации пальца под действием суммарной силы P_s ($\mu_\sigma=10$ МПа/мм)

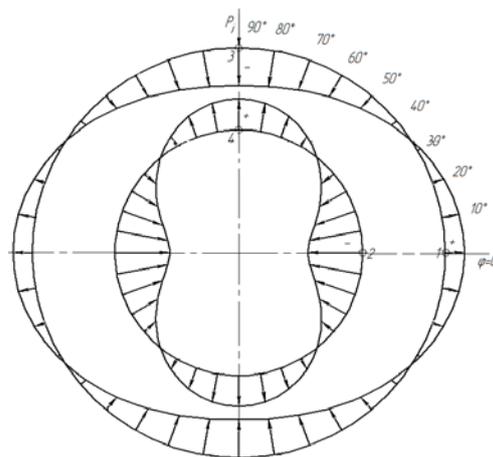


Рис. 14. Эпюра напряжений от оваллизации пальца под действием силы инерции $P_{ин}$ ($\mu_\sigma=5$ МПа/мм)

40	-16,5032	-38,4082	90	-92,4214	75,46901
----	----------	----------	----	----------	----------

4.7. Расчет поршневой головки шатуна

Расчетная схема шатунной группы приведена на рис. 15, а нагрузки, действующие на поршневую головку – на рис. 16.

$n_{xx} = 6700 \text{ мин}^{-1}$; $\omega = \pi n_{xx} / 30 = 701 \text{ с}^{-1}$; $r = 37,8 \text{ мм}$ – радиус кривошипа; $l_{ш} = 129 \text{ мм}$ – длина шатуна; $\lambda = r / l_{ш} = 0,293$; $D_r = 33 \text{ мм}$; $d = 24 \text{ мм}$; $d_1 = 20 \text{ мм}$; $\delta_B = 2 \text{ мм}$; $L_1 = 84 \text{ мм}$; $a = 28 \text{ мм}$; $h_r = 6 \text{ мм}$; $d_k = 60 \text{ мм}$; $d_{шш} = 56 \text{ мм}$; $m_{пг} = 0,634 \text{ кг}$.

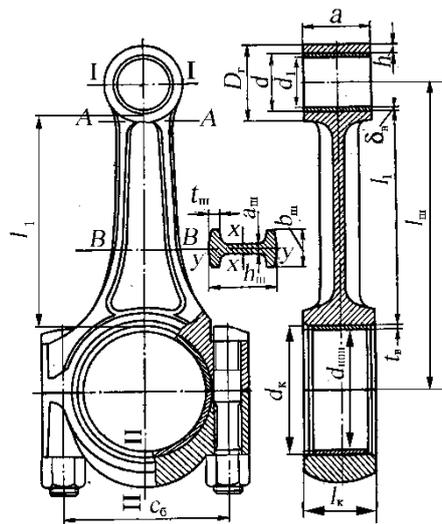


Рис. 15. Расчетная схема шатунной группы

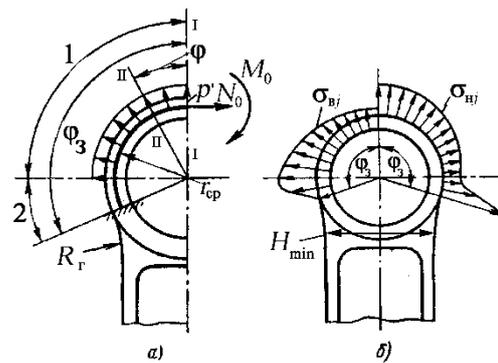


Рис. 16. Напряжения в поршневой головке при действии силы инерции: а – схема нагрузки при растяжении; б – эпюры напряжений на внутреннем волокне σ_{vj} и наружном σ_{nj} при растяжении

Расчетная разрывающая сила инерции при положении поршня в ВМТ равна

$$P_{jnr} = m_{nr} \omega_{xx}^2 r(1 + \lambda) = 0,634 \cdot (701)^2 \cdot 0,0378 \cdot (1 + 0,293) = 15227,04 \text{ Н.}$$

Максимальная сила, сжимающая шатун при положении поршня в ВМТ вначале такта расширения

$$P_c = (p_z - p_0) F_{\Pi} - m_{nr} \omega_n^2 r(1 + \lambda),$$

где p_z – максимальное давления сгорания, (из расчета цикла $p_z = 7,85$ МПа); $p_0 = 0,1$ МПа – атмосферное давление; $F_{\Pi} = (\pi d_{\Pi}^2)/4$ – площадь поршня, $d_{\Pi} = 0,082$ м – диаметр цилиндра, $n_n = 5600$; $\omega_n = (\pi n_n)/30 = (3,14 \cdot 5400)/30 = 566,3 \text{ с}^{-1}$ – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности.

$$P_c = (p_z - p_0) F_{\Pi} - m_{nr} \omega_n^2 r(1 + \lambda) = (7,85 - 0,1) \cdot 10^6 \cdot 0,00528 - 0,634 \cdot 566,3^2 \cdot 0,0378(1 + 0,293) = 30982,6 \text{ Н.}$$

Угол α_3 определяется формулой, которая учитывает радиус галтели $R_r = 39$ мм, ширину стержня шатуна $H_{\min} = 23$ мм и наружный диаметр верхней головки $D_r = 33$ мм:

$$\alpha_3 = 90^\circ + \arccos \frac{0,5 H_{\min} + R_r}{D_r + R_r} = 90^\circ + \arccos \frac{0,5 \cdot 0,023 + 0,039}{0,033 + 0,039} = 125^\circ.$$

Определим изгибающий момент M_0 и продольную силу N_0 в центральном сечении I-I (см. рис. 16):

$$M_0 = P_{j\text{шт}} r_{cp} (0,00033\alpha_3 - 0,0297);$$

$$N_0 = P_{j\text{шт}} (0,572 - 0,0008\alpha_3),$$

где $\alpha_3 = 138^\circ$ – угол заделки в градусах; r_{cp} – средний радиус поршневой головки $r_{cp} = (D_r + d)/4 = (0,033 + 0,024)/4 = 0,0143$ м.

Отсюда

$$M_0 = 15227,04 \cdot 0,0143(0,00033 \cdot 125 - 0,0297) = 2,51 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$N_0 = 15227,04 (0,572 - 0,0008 \cdot 125) = 7187,16 \text{ Н}.$$

Величины изгибающего момента и поперечной силы в заделке (см. рис. 16, сечение ограниченное углом φ_3), определяется по формуле:

$$M_3 = M_0 + N_0 r_{cp} (1 - \cos\varphi_3) - 0,5 P_{j\text{шт}} r_{cp} (\sin\varphi_3 - \cos\varphi_3);$$

$$N_3 = N_0 \cos\varphi_3 + 0,5 P_{j\text{шт}} (\sin\varphi_3 - \cos\varphi_3).$$

$$M_3 = 2,51 + 7187,16 \cdot 0,0143(1 + 0,5736) - 0,5 \cdot 15227,04 \cdot 0,0143 (0,8192 + 0,5736) = 12,59 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$N_3 = -7187,16 \cdot 0,5736 + 0,5 \cdot 15227,04 (0,8192 + 0,5736) = 6481,55 \text{ Н}.$$

При действии сжимающей силы изгибающий момент M_0 и продольная сила N_0 в центральном сечении I-I (рис. 17) равны:

$$N_{0\text{сж}} / P_c = f_1(\varphi_3);$$

$$M_{0\text{сж}} / (P_c r_{cp}) = -f_2(\varphi_3),$$

где функции $f_1(\varphi_3)$ и $f_2(\varphi_3)$ определяются по табл. 7.

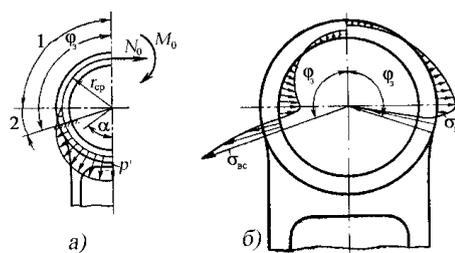


Рис. 17. Распределение нагрузки и эпюры напряжений при действии сжимающей силы

Таблица 7

Значение функций $f_1(\varphi_3)$ и $f_2(\varphi_3)$

Функции	Угол заделки φ_3						
	100	105	110	115	120	125	130
$f_1(\varphi_3)$	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0050	0,0085
$f_2(\varphi_3)$	0	0,00010	0,00025	0,00060	0,00110	0,00180	0,00300

$$N_{0\text{сж}} = 30982,6 \cdot 0,0005 = 154,91 \text{ Н};$$

$$M_{0\text{сж}} = -30982,6 \cdot 0,0143 \cdot 0,0018 = -0,79 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающие моменты и продольные силы для любого сечения на участке 1 ($0 < \varphi \leq 90^\circ$) определяются выражениями:

$$M_1 = M_0 + N_0 r_{cp} (1 - \cos\varphi) = -0,79 + 154,91 \cdot 0,0143(1 + 0,5736) = 2,69 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$N_1 = N_0 \cos\varphi = -154,91 \cdot 0,5736 = 89 \text{ Н}.$$

На участке 2 ($90^\circ \leq \varphi \leq \varphi_3$)

$$\begin{aligned}
M_2 &= M_0 + N_0 r_{cp} (1 - \cos \varphi) - P_{сж} r_{cp} \left(\frac{\sin \varphi}{2} - \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi - \frac{1}{\pi} \cos \varphi \right) = \\
&= -0,79 + 154,91 \cdot 0,0143 (1 + 0,5736) - \\
&- 30982,6 \cdot 0,0143 \left(\frac{0,8192}{2} - \frac{2,1817}{3,14} 0,8192 + \frac{1}{3,14} 0,5736 \right) = \\
&= -7,53 \text{ Н} \cdot \text{м} \\
N_2 &= P_{сж} \left(\frac{\sin \varphi}{2} - \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi - \frac{1}{\pi} \cos \varphi \right) + N_0 \cos \varphi = \\
&= 30982,6 \cdot \left(\frac{0,8192}{2} - \frac{2,1817}{3,14} 0,8192 + \frac{1}{3,14} 0,5736 \right) - \\
&- 154,91 \cdot 0,5736 = 626,46 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Напряжение в произвольном сечении определяется по формуле

$$\sigma = \pm \frac{M}{W} \pm \frac{N}{F},$$

где M и N – изгибающий момент и поперечная сила в соответствующем сечении; F – поперечное сечение его; $W = \frac{ah_{\Gamma}^2}{6}$ – осевой момент сопротивления;

a – длина поршневой головки шатуна; h_{Γ} – толщина стенки головки.

В сечении I-I (см. рис. 7а) при $a=28$ мм; $h_{\Gamma} = 6$ мм $F= 168 \cdot 10^{-6}$ м²; $W=0,168 \cdot 10^{-6}$ м³, а в заделке – $F= 210 \cdot 10^{-6}$ м²; $W=0,263 \cdot 10^{-6}$ м³.

Напряжения от запрессовки втулки на внешней поверхности поршневой головки можно определить по следующим данным: натяг $\Delta=0,02$ мм; модули упругости втулки и шатуна $E_{\text{в}} = 1,2 \cdot 10^5$ МПа; $E_{\text{ш}} = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; $k_1 = d_1/d = 0,833$; $k_2 = d/D_{\Gamma}=0,727$; коэффициенты Пуассона бронзы и стали ($\mu_{\text{в}} \approx \mu_{\text{ш}} = 0,3$). Втулка нагревается до температуры 110 °С, а при коэффициентах линейного расширения для бронзы $\alpha_{\text{в}} = 15,6 \cdot 10^{-6}$ 1/°С; для шатуна $\alpha_{\text{ш}} \approx 12 \cdot 10^{-6}$ 1/°С температурный натяг равен

$$\Delta_t = d \Delta t (\alpha_{\text{в}} - \alpha_{\text{ш}}) = 24 \cdot 110 \cdot (15,6 - 12) \cdot 10^{-6} = 0,0095 \text{ мм}.$$

Напряжение при запрессовке втулки равно

$$\begin{aligned}
p &= \frac{(\Delta + \Delta_t) / d}{\frac{1}{E_{\text{в}}} \left(\frac{1 + k_1^2}{1 - k_1^2} - \mu_{\text{в}} \right) + \frac{1}{E_{\text{ш}}} \left(\frac{1 + k_2^2}{1 - k_2^2} + \mu_{\text{ш}} \right)} = \\
&= \frac{(0,02 + 0,0095) / 24}{\frac{1}{1,2 \cdot 10^5} \left(\frac{1 + 0,833^2}{1 - 0,833^2} - 0,3 \right) + \frac{1}{2,2 \cdot 10^5} \left(\frac{1 + 0,727^2}{1 - 0,727^2} + 0,3 \right)} = 20,6 \text{ МПа}
\end{aligned}$$

Напряжение на внешней поверхности головки от запрессовки втулки будет равно

$$\sigma_{t,в} = p \frac{1+k_2^2}{1-k_2^2} = 20,6 \frac{1+0,727^2}{1-0,727^2} = 66,8 \text{ МПа}$$

Определим коэффициент K

$$K = \frac{E_{ш} F_{ш}}{E_{ш} F_{ш} + E_{в} F_{в}} = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 168 \cdot 10^{-6}}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 168 \cdot 10^{-6} + 1,2 \cdot 10^5 \cdot 56 \cdot 10^{-6}} = 0,846$$

Напряжения в заделке на внешней поверхности от действия изгибающего момента и продольной силы равны:

при растяжении

$$\sigma = \frac{M}{W} + K \frac{N}{F} = \frac{11,14}{0,263} \cdot 10^6 + 0,846 \frac{5727,93}{210} \cdot 10^6 = 65,4 \text{ МПа};$$

при сжатии

$$\sigma = -\frac{M}{W} + K \frac{N}{F} = -\frac{6,54}{0,263} \cdot 10^6 + 0,846 \frac{543,33}{210} \cdot 10^6 = -22,67 \text{ МПа}.$$

С учетом запрессовки втулки на внешней поверхности поршневой головки напряжение равно:

при растяжении

$$\sigma_{н} = 65,4 + 66,8 = 132,2 \text{ МПа}$$

при сжатии

$$\sigma_{н} = -22,67 + 66,8 = 44,13 \text{ МПа}.$$

Амплитудное и среднее напряжения

$$\sigma = 0,5(132,2 - 44,13) = 44,04 \text{ МПа};$$

$$\sigma = 0,5(132,2 + 44,13) = 88,17 \text{ МПа}.$$

Запасы прочности определялись по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m},$$

где $\sigma_{-1} = 450 \text{ МПа}$ – предел выносливости при симметричном цикле; $K_{\sigma} = 1,1$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; $\beta = 0,87$ – коэффициент обработки поверхности; $\varepsilon_{\sigma} = 0,87$ – коэффициент влияния абсолютных размеров; $\psi_{\sigma} = 0,184$ – коэффициент, учитывающий влияние средних напряжений на выносливость [5].

Таким образом, запас прочности в заделке равен:

$$n_{\sigma} = \frac{450}{\frac{1,1}{0,86 \cdot 0,9} 44,04 + 0,184 \cdot 88,17} = 5,74.$$

Запасы прочности поршневых головок автомобильных и тракторных двигателей колеблются в пределах 2,5...5,0. Высокие запасы прочности поршне-

вых головок шатунов гарантируют надежную работу двигателя даже при заклинивании поршня, когда действительная величина растягивающей силы не поддается расчету.

Запас прочности в сечении I-I равны 5,74. Это позволяет уменьшить величину l_T в верхнем сечении поршневой головки, что уменьшит массу шатуна и улучшит смазку поршневого пальца.

4.8. Расчет стержня шатуна

Расчет стержня шатуна будем проводить по среднему сечению. Определим площадь поперечного сечения и моменты инерции относительно осей $x-x$ и $y-y$ (рис.6). Из чертежа серийного шатуна из стали 12ХН3А известно: $h=26,5$ мм; $b=14$ мм; $a=6$ мм; $t=5$ мм. Определим геометрические характеристики поперечного сечения:

- площадь среднего сечения шатуна, m^2 :

$$F_{cp} = hb - (b - a)(h - 2t) = 2,39 \cdot 10^{-4} m^2;$$
- момент инерции сечения $B-B$ (см. рис. 15) относительно оси $x-x$, перпендикулярной плоскости качания шатуна, m^4 : $I_x = [bh^3 - (b - a)(h - 2t)^3] / 12 = 1,87 \cdot 10^{-8} m^4;$
- момент инерции сечения $B-B$ относительно оси $y-y$, лежащей в плоскости качания шатуна, m^4 :

$$I_y = [h_{ш} b_{ш}^3 - (h_{ш} - 2t_{ш})(b_{ш} - a_{ш})^3] / 12 = 5,36 \cdot 10^{-9} m^4;$$
- радиус инерции относительно оси $x-x$: $i_x = \sqrt{I_x / F_{cp}} = 0,00885$ м;
- радиус инерции относительно оси $y-y$: $i_y = \sqrt{I_y / F_{cp}} = 0,00473$ м.

Определяем максимальную растягивающую силу

$$P_j = (m_{nz} + m_1) \omega_{xx}^2 r (1 + \lambda) = 17107,23 \text{ Н.}$$

Определяем максимальное напряжение от растягивающей нагрузки

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{cp}} = 71,58 \text{ МПа.}$$

В среднем сечении кроме сжатия происходит изгиб, связанный с эксцентриситетом сжимающей нагрузки и прогибом от центробежных сил, перпендикулярных к оси стержня. На сжатие стержень шатуна рассчитывают по полуэмпирическим формулам [5]

$$\begin{aligned} \sigma_{сж} &= -\frac{P_c}{F_{cp}} [1 + 0,000526(L/i_x)^2] = \\ &= -\frac{26871,48}{2,39 \cdot 10^{-4}} [1 + 0,000526(0,121/0,00885)^2] = -123,5 \text{ МПа} \\ \sigma_{сж} &= -\frac{P_c}{F_{cp}} [1 + 0,000132(L_1/i_y)^2] = -117,2 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

где $L = 0,129$ – длина шатуна (см рис. 15);

$L_1 = L - 0,5(d_1 + d_k) = 0,129 - 0,5(0,02 + 0,052) = 0,085$ м (диаметры отверстий поршневой и кривошипной головок) (см. рис. 6).

Амплитудное напряжение с учетом изгиба относительно оси $x-x$ $\sigma_a = 97,5$ МПа; то же относительно оси $y-y$ $\sigma_a = 94,3$, а средние напряжения $\sigma_m = -25,9$ и $\sigma_m = -22,8$ МПа соответственно.

Запасы прочности

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{450}{\frac{1,1}{0,86 \cdot 0,8} 97,5 - 0,184 \cdot 25,9} = 2,8$$

$$n_\sigma = \frac{450}{\frac{1,1}{0,86 \cdot 0,8} 94,3 - 0,184 \cdot 22,8} = 2,9$$

Рекомендуется иметь запасы прочности 1,8...2,0 [6].

4.8. Расчет кривошипной головки

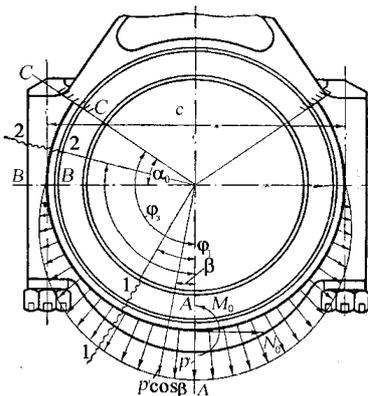


Рис. 18. Расчетная схема для определения напряжений в кривошипной головке шатуна

Кривошипная головка шатуна нагружается в ВМТ в начале такта впуска силой инерции поступательно движущихся и вращающихся масс, расположенных над плоскостью разъема кривошипной головки шатуна:

$$P_j = [(m_{пг} + m_1)(1 + \lambda)r\omega_{xx}^2 + (m_2 - m_{кр})r\omega_{xx}^2] = \\ = [(m_{пг} + m_1)(1 + \lambda) + (m_2 - m_{кр})]r\omega_{xx}^2$$

Где $m_2 = 0,364$ кг- масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, $m_{кр} = 0,118$ кг- масса крышки шатуна.

$$P_j = [(0,634 + 0,121)(1 + 0,293) + (0,364 - 0,118)] \\ 0,0378 \cdot 700^2 = 27009,06 \text{ Н}$$

На такте расширения кривошипная головка шатуна подвергается сжатию от сил газовых и инерционных

$$P_{сж} = P_\Gamma - P_j = (p_z - p_0)F_\Pi - [(m_{пг} + m_1)(1 + \lambda) + (m_2 - m_{кр})]\omega^2 r = \\ = (7,85 - 0,1)10^6 \cdot 0,00528 - [(0,634 + 0,121)(1 + 0,293) + (0,364 - 0,118)]0,0378 \cdot 566,1^2 = \\ = 26114,4 \text{ Н}$$

При расчете на растяжение силой P_{jp} принимается, что давление от силы распределяется по вкладышу шатуна по косинусоидальному закону (рис. 18), передаваясь на крышку по тому же закону, и что вкладыши с кривошипной головкой деформируются одинаково. Последнее предположение основыв-

вается на том, что вкладыши всегда сидят в головке с натягом. Исходя из этих предположений, распределение изгибающих моментов между крышкой и вкладышами можно производить пропорционально моментам инерции их поперечных сечений.

Для определения напряжений в кривошипной головке предполагают, что она составляет единое целое, т. е. вследствие сильной затяжки болтов раскрытие стыков не происходит. Сечения кривошипной головки для упрощения расчетов считают постоянным и равным среднему сечению крышки; вследствие этого расчетные напряжения и деформации получаются завышенными. Радиус кривизны головки принимается равным половине расстояния между болтами.

Согласно расчетной схеме (рис.18), изгибающий момент на участке головки AB равен:

$$M_1 = M_0 + 0,5N_0c(1 - \cos \varphi) - 0,5P_{jp}c \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi,$$

$$N_1 = N_0 \cos \varphi + P_{jp} \left[0,5 \sin \varphi - \frac{1}{\pi} (\varphi \sin \varphi + \cos \varphi) \right];$$

а на участке BC

$$M_2 = M_0 + 0,5N_0c(1 - \cos \varphi) - 0,5P_{jp}c \left(\sin \varphi - \frac{\varphi}{\pi} \cos \varphi \right),$$

$$N_2 = N_0 \cos \varphi + P_{jp} \left[0,5 \sin \varphi - \frac{1}{\pi} (\varphi \sin \varphi + \cos \varphi) \right]$$

где $c = 0,070$ м – расстояние между болтами, которые принимают за средний диаметр головки; φ подставляются в радианах M_0 и N_0 – изгибающий момент и продольная сила в сечении AA , которые, если рассматривать головку как брус малой кривизны, заземленный в сечении $C-C$, определяются по формулам:

$$N_0 = P_{jp} (0,522 - 0,003\alpha_0) = 27009,06(0,522 - 0,003 \cdot 39) = 10939 \text{ Н},$$

$$M_0 = 0,5P_{jp}c(0,0127 + 0,00083\alpha_0) = 0,5 \cdot 27009,06 \cdot 0,070(0,0127 + 0,00083 \cdot 39) = 43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

α_0 – в градусах.

Определим момент M_2 и силу N_2 в сечении $C-C$ (см. рис. 18, приняв $\alpha_0 = 39$, $\varphi = 129^\circ$).

$$M_2 = 43 + 0,5 \cdot 10939 \cdot 0,070(1 + 0,6293) - 0,5 \cdot 27009,06 \cdot 0,070 \left(0,7771 + \frac{2,25}{3,14} 0,6293 \right) = -494 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$N_2 = -10939 \cdot 0,6293 + 27009,06 \cdot \left[0,5 \cdot 0,7771 + \frac{1}{3,14} (2,25 \cdot 0,7771 - 0,6293) \right] = 13237,2 \text{ Н}.$$

Напряжения в произвольном сечении на участках AB и BC (включая угол заделки) определяется по формуле

$$\sigma = \pm \frac{N}{F + F_{\text{вк}}} \pm \frac{M}{W(1 + \frac{I_{\text{вк}}}{I})}$$

В сечении $C-C$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{13237,2}{0,00026 + 0,000051} - \frac{494}{3,5 \cdot 10^{-7} \left(1 + \frac{2 \cdot 10^{-11}}{9,4 \cdot 10^{-10}} \right)} = 133,94 \text{ МПа}$$

Для расчета от сжимающей силы воспользуемся расчетной схемой на рис. 19. При угле заделки $\varphi_3 = 129^\circ$ из графика на рис. 20 находим значения

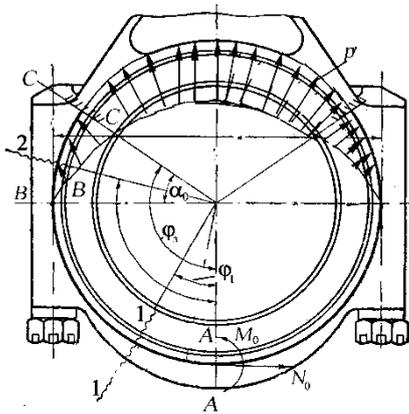


Рис. 19. Расчетная схема для определения напряжений в кривошипной головке шатуна при сжатии

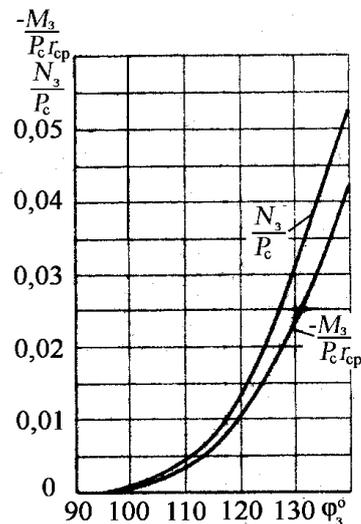


Рис.20. Зависимость силовых факторов M_α и N_α в сечениях заделки при нагружении кривошипной головки

$$M_0 = -0,022 P_{\text{сж}} \cdot 0,5c = -0,022 \cdot 26114,4 \cdot 0,5 \cdot 0,070 = -20,1 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$N_0 = 0,028 P_{\text{сж}} = 0,028 \cdot 26114,4 = 731,2 \text{ Н.}$$

Момент и продольная сила на участке BC равны

$$M_2 = M_0 + 0,5N_0c(1 - \cos \varphi) - P_{\text{сж}}c \left(0,5 \sin \varphi - \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi - \frac{1}{\pi} \cos \varphi \right)$$

$$N_2 = P_{\text{сж}} \left(0,5 \sin \varphi - \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi - \frac{1}{\pi} \cos \varphi \right) + N_0 \cos \varphi.$$

Определим момент M_2 и силу N_2 в сечении $C-C$ (см. рис. 20, приняв $\alpha_0=39^\circ$, $\varphi=129^\circ$). Подставив значения величин в уравнение, получим $M_2=48,11 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $N_2=9172,5 \text{ Н}$.

$$\sigma_{изг} = \frac{9172,5}{0,00026 + 0,000051} + \frac{48,11}{3,5 \cdot 10^{-7} \left(1 + \frac{2 \cdot 10^{-11}}{9,4 \cdot 10^{-10}} \right)} = -164,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{133,94 + 164,1}{2} = 149,02 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{133,94 - 164,1}{2} = -15,08 \text{ МПа}$$

$$n_\sigma = \frac{450}{\frac{1}{0,9 \cdot 1} 149,02 + 0,18 \cdot 15,08} = 2,67$$

4.9. Расчет шатунных болтов

Расчет усилия затяжки шатунного болта для серийного шатуна проведем при следующих исходных данных: массы – поршневой группы – 0,634 кг; шатун – 0,485 кг; массы, разнесенные по головкам – $m_1 = 0,121$ и $m_2 = 0,364$ кг. Максимальная частота вращения холостого хода $n_{xx} = 6700 \text{ мин}^{-1}$ ($\omega = 700 \text{ мин}^{-1}$). Длина шатуна $l = 0,129$ м; радиус кривошипа $r = 0,0378$ м; $\lambda = r/l = 0,293$. Масса крышки кривошипной головки шатуна – 0,118 кг.

Расчет усилия затяжки. Крышка шатуна нагружается в ВМТ в начале такта впуска силой инерции поступательно движущихся и вращающихся масс шатуна, расположенных над плоскостью разъема кривошипной головки:

$$P_{jp} = -[(m_{nz} + m_1)(1 + \lambda) + (m_2 - m_{кр})]\omega^2 r,$$

Подставив значения исходных величин в формулу получим $P_{jp} = -23607,65$ Н.

На один шатунный болт приходится нагрузка $P_{jpb} = 11803,83$ Н.

Приняв коэффициент основной нагрузки резьбового соединения $\chi = 0,18$, а коэффициент запаса плотности стыка $\nu = 3$, найдем усилие затяжки болта, которое обеспечит заданный коэффициент запаса:

$$Q_0 = \nu(1 - \chi)P_{jpb} = 3(1 - 0,18) \cdot 11803,83 = 29037,41 \text{ Н.}$$

Найдем усилие R , необходимое для деформирования вкладышей, имеющих выступание в среднем $\Delta h = 0,025 \dots 0,03$ мм

$$R = \Delta h \cdot \frac{EF}{\pi r},$$

где $E = 1,9 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ – модуль упругости материала основания вкладыша;
 $F = 0,508 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения вкладыша ($25,4 \cdot 2 \text{ мм}^2$);
 $r = 0,023 \text{ м}$ – средний радиус вкладыша.

Подставив исходные данные получим $R = 3341,2$ Н.

Общее усилие на болт равно

$$Q = Q_0 + R = 32379 \text{ Н.}$$

Если взять достаточно приближенную формулу (в сторону завышения) для определения момента затяжки в виде

$$M_3 = kQd ,$$

где $k = 0,08 \dots 0,2$ – безразмерный коэффициент; $d = 0,010$ м - наружный диаметр резьбы, то получим $M_3 = 49$ Н·м.

Напряжение от усилия предварительной затяжки в минимальном сечении резьбы ($d_1 = 0,0085$ м, $F_1 = 56,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$) равно

$$\sigma_0 = \frac{32379}{56,7 \cdot 10^{-6}} = 571 \text{ Мпа.}$$

При работе двигателя на шатунный болт действует растягивающая сила равная $0,5P_{jp} \cdot \chi = 2125$ Н. Максимальная нагрузка на шатунный болт равна $2125 + 32379 = 34503$ Н, а минимальная – 32379 Н.

Максимальные и минимальные напряжения в минимальном сечении резьбы равны

$$\sigma_{\min} = \frac{32379}{56,7 \cdot 10^{-6}} = 571 \text{ Мпа}; \quad \sigma_{\max} = \frac{34503}{56,7 \cdot 10^{-6}} = 608 \text{ Мпа.}$$

Среднее и амплитудные напряжения равны

$$\sigma_m = \frac{421 + 396}{2} = 589,6 \text{ Мпа}; \quad \sigma_a = \frac{421 - 396}{2} = 18,7 \text{ Мпа.}$$

Запас прочности шатунного болта в минимальном сечении резьбы равен

$$n_\sigma = \frac{\sigma_r}{\frac{K_\sigma}{\beta} \sigma_a + \sigma_m} = \frac{1000}{\frac{2,5}{0,9} 18,7 + 589,6} = 1,6$$

4.10. Расчет болтов крепления коренных подшипников

Определим усилие действующую на болт крепления коренного подшипник:

$$P = R_{кш} \cdot F_n = 11008 \text{ Н,}$$

где, $R_{кш} = 2,085$ МПа- усилие действующие на коренную шейку коленчатого вала и коренной подшипник; $F_n = 0,00528 \text{ м}^2$ -площадь поршня.

Очевидно, что плотность стыка обеспечивается условием

$$P_3 > P_6,$$

где P_6 – усилие, приходящая на один болт; $P_6 = P/i_6 = 11008/2 = 5504$ Н (i_6 – число болтов).

Как известно, в усилие затяжки должны быть учтены силы на деформацию вкладышей

$$R = \Delta h \frac{EF}{\pi r} = 0,035 \cdot \frac{1,6 \cdot 10^{11} \cdot 0,000018}{3,14 \cdot 0,0257} = 1249 \text{ Н.}$$

$\Delta h = 0,035$ м – длина выступающей части вкладыша;

$E=1,6 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ – модуль упругости вкладыша;
 $F=0,000018 \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения вкладыша;
 $r_{\text{ср}}=0,0257 \text{ м}$ – средний радиус вкладыша.

Далее определяют усилие затяжки Q_0 :

$$Q_0 = \nu(1 - \chi)P_0 = 3 \cdot (1 - 0,2) \cdot 5504 = 13210 \text{ Н.}$$

$\nu=3$ - коэффициент надёжности стыка; [4]

$\chi=0,2$ - коэффициент основной нагрузки резьбового соединения. [4]

Общее усилие P_3 предварительной затяжки равно

$$P_3 = R + Q_0 = 1249 + 13210 = 14459 \text{ Н.}$$

При затяжке болтов или шпилек необходимо контролировать напряжение $\sigma_0 = P_3/F_1 = 14459/0,0000636 = 227 \text{ МПа}$:

$$\sigma_0 \leq 0,8\sigma_T,$$

$$227 \leq 960$$

где $\sigma_T = 1200 \text{ МПа}$ – предел текучести материала болта.

После нахождения сил, растягивающих болты, расчет сводится к нахождению экстремальных напряжений и запасов прочности по минимальному сечению стержня и по внутреннему диаметру резьбы.

Находим $P_{\text{minб}}$ и $P_{\text{maxб}}$:

$$P_{\text{minб}} = P_3 = 14459 \text{ Н,}$$

$$P_{\text{maxб}} = P_3 + \chi P_0 = 14459 + 0,2 \cdot 5504 = 15560 \text{ Н.}$$

Максимальные и минимальное напряжения в болте

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{P_{\text{maxб}}}{F_1} = \frac{15560}{0,0000636} = 245 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\text{min}} = \frac{P_{\text{minб}}}{F_1} = \frac{14459}{0,0000636} = 227 \text{ МПа}$$

По найденным значениям определяют амплитудное σ_a и среднее σ_m :

$$\sigma_m = (\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}) / 2 = (245 + 227) / 2 = 236 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}) / 2 = (245 - 227) / 2 = 9 \text{ МПа.}$$

Далее определяют запас прочности по формуле

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\frac{K_\sigma}{\beta_\sigma \varepsilon_{\text{ок}}} \sigma_a + \sigma_m} = \frac{1200}{\frac{4,5}{1,1 \cdot 0,96} \cdot 9 + 236} = 4,4.$$

Запас прочности должен быть не менее 2.

Определим запас прочности в сечении перехода от резьбы к головке болта, где площадь поперечного сечения $F=0,0000785 \text{ м}^2$, тогда максимальные и минимальное напряжения в болте

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{P_{\text{maxб}}}{F} = \frac{15560}{0,0000785} = 198 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\text{min}} = \frac{P_{\text{minб}}}{F} = \frac{14459}{0,0000785} = 184 \text{ МПа}$$

По найденным значениям определяют амплитудное σ_a и среднее σ_m :

$$\sigma_m = (\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}) / 2 = (198 + 184) / 2 = 191 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}) / 2 = (198 - 184) / 2 = 7 \text{ МПа.}$$

Далее определяют запас прочности по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_T}{\frac{K_{\sigma}}{\beta_{\sigma} \varepsilon_{\sigma k}} \sigma_a + \sigma_m} = \frac{1200}{\frac{4,9}{1,1 \cdot 0,97} \cdot 7 + 191} = 5,4.$$

Запас прочности должен быть не менее 2.

При затяжке коренных болтов (то же при завинчивании болта) образуется скручивающий момент

$$M_p = 0,5 P_3 d_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi d_2} + f_p \right) = 0,5 \cdot 14459 \cdot 0,0095 \cdot \left(\frac{0,00125}{3,14 \cdot 0,0095} + 0,16 \right) = 14 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где P_3 – усилие затяжки; $d_2=0,0095\text{м}$ – средний диаметр резьбы; $f_p=0,16$ - коэффициент трения в резьбе; $t=0,00125\text{м}$ – шаг резьбы.

Определение напряжений в болте при затяжке проводят в двух сечениях – под головкой

$$\tau = \frac{M_p}{(\pi d_r^3)/16} = \frac{14}{(3,14 \cdot 0,01^3)/16} = 71 \text{ МПа},$$

где $d_r=0,01\text{м}$ – диаметр болта под головкой;

и в резьбовой части болта

$$\tau = \frac{M_p}{0,2 d_1^3} = \frac{14}{0,2 \cdot 0,009^3} = 96 \text{ МПа},$$

где $d_1=0,009$ – внутренний диаметр резьбы болта.

$$\sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau^2} \leq 0,8\sigma_T,$$

$$296 \leq 960.$$

4.11. Расчет поршневого кольца

Поршневые кольца выполняют следующие основные функции: предотвращают утечку газов из цилиндра; передают тепло от поршня к стенкам цилиндра; предохраняют камеру сгорания от попадания в нее смазки из картера двигателя, предотвращая чрезмерный угар масла; служат для регулирования смазки поршня и колец во время их движения по цилиндру.

Расчетными параметрами кольца являются радиальная толщина, размер и форма в свободном состоянии, обеспечивающие заданные значения и эпюру давления кольца на стенку цилиндра. Кроме того, проверяют запас прочности кольца в рабочем состоянии и при надевании на поршень.

Материал кольца – серый чугун (СЧ15): $E = 1 \cdot 10^5$ МПа;
Среднее радиальное давление кольца на стенку цилиндра (компрессионное кольцо):

$$p_{cp} = 0,152E \frac{A_0/t}{(D/t-1)^3(D/t)} = 0,152 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \frac{7,5/3,5}{\left(\frac{82}{3,5}-1\right)^3 \frac{82}{3,5}} = 0,123 \text{ МПа} [0,11...0,37];$$

где E – модуль упругости; $D = 81$ мм – диаметр цилиндра; $t = 3,5$ мм – ширина кольца; $A_0 = \Delta_c - \Delta_p = 7,5$ мм; Δ_c и Δ_p – зазоры в свободном и рабочем состояниях.

Среднее радиальное давление кольца на стенку цилиндра (маслосъемное кольцо):

$$P_{cp} = \frac{0,152 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot 7,5/4}{\left(\frac{82}{4}-1\right)^3 \frac{82}{4}} = 0,2 \text{ МПа} \quad [0,2...0,4];$$

где $t = 4$ мм – ширина кольца.

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии (компрессионное кольцо):

$$\sigma_{изг1} = 2,61 \cdot P_{cp} \cdot (D/t-1)^2 = 2,61 \cdot 0,123 \cdot (82/3,5-1)^2 = 161,5 \text{ МПа} [220...450].$$

;

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии (маслосъемное кольцо):

$$\sigma_{изг1} = 2,61 \cdot P_{cp} \cdot (D/t-1)^2 = 2,61 \cdot 0,2 \cdot (82/4-1)^2 = 198,5 \text{ МПа} [220...450]$$

Монтажные напряжения (напряжения при надевании компрессионного кольца на поршень):

$$\sigma_{изг2} = \frac{4E(1-0,114A_0/t)}{m(D/t-1,4)D/t} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^5 (1-0,114 \cdot 7,5/3,5)}{2 \cdot (81/3,5-1,4) \cdot 82/3,5} = 293 \text{ МПа} [220...450]$$

,

Монтажные напряжения (напряжения при надевании маслосъемного кольца на поршень):

$$\sigma_{изг2} = \frac{4E(1-0,114A_0/t)}{m(D/t-1,4)D/t} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^5 (1-0,114 \cdot 7,5/4)}{2 \cdot (82/4-1,4) \cdot 82/4} = 402 \text{ МПа} [220...450]$$

$m = 2$ – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца.

Расчет зазора в замке в холодном состоянии

$$\Delta_3 = \Delta_3' + \pi D [\alpha_k(T_k - T_0) - \alpha_{ц}(T_{ц} - T_0)],$$

$\Delta_3' = (0,0005...0,0010)D$ мм – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя.

Примем $\Delta_3' = 0,06$ мм.

$\alpha_k, \alpha_{ц}$ – линейный коэффициент температурного расширения кольца и цилиндра $\alpha_k = \alpha_{ц} = 0,000011$.

$T_0 = 293\text{K}$ – начальная температура;

$T_k, T_{ц}$ – соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии; $T_k = 478...573\text{ K}$; $T_{ц} = 383...388\text{ K}$. Примем $T_k = 525\text{ K}$, $T_{ц} = 385\text{ K}$.

Тогда

$$\Delta_3 = 0,06 + 3,14 \cdot 81 \cdot [11 \cdot 10^{-6}(525-293) - 11 \cdot 10^{-6}(385-293)] = 0,45\text{ мм}$$

Построение эпюры давлений кольца:

$P_{\phi} = \mu \cdot P_{cp}$ – давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности.

Расчет проводился по программе EXEL. Результаты вычислений от действия давления кольца компрессионного на стенку цилиндра указаны в табл. 8.

8.

По табл. 8 строим эпюру давления компрессионного кольца на стенку цилиндра (рис. 20).

Результаты вычислений от действия давления маслоъемного кольца на стенку цилиндра указаны в табл. 9.

По табл. 9 строим эпюру давления маслоъемного кольца на стенку цилиндра (рис. 21).

Таблица 8

ца 9

Таблица 9

Результаты вычислений от действия давления кольца компрессионного на стенку цилиндра

Результаты вычислений от действия давления маслоъемного кольца

φ, град.	μ	P_{ϕ} , МПа
0	1,051	0,129273
30	1,047	0,128781
60	1,137	0,139851
90	0,896	0,110208
120	0,434	0,053382
150	0,676	0,083148
180	2,861	0,351903

φ, град.	μ	P_{ϕ} , МПа
0	1,051	0,2102
30	1,047	0,2094
60	1,137	0,2274
90	0,896	0,1792
120	0,434	0,0868
150	0,676	0,1352
180	2,861	0,5722

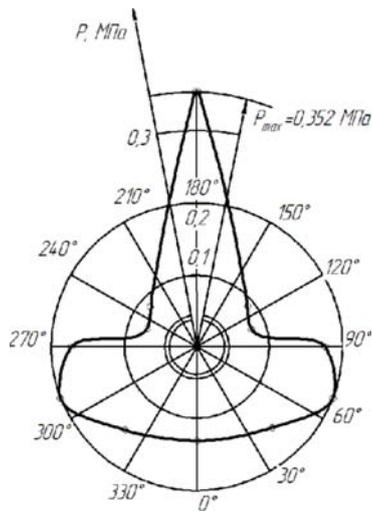


Рис.20. Эпюра давлений компрессионного кольца на стенку цилиндра

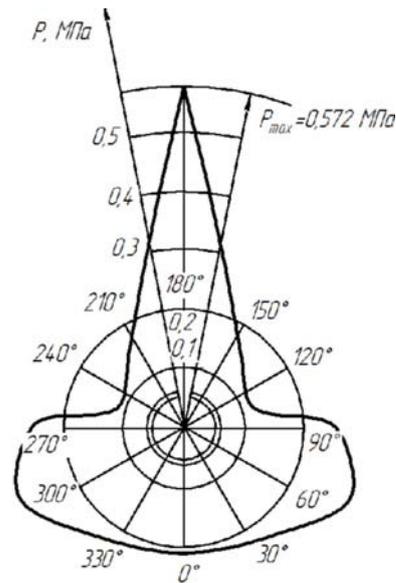


Рис.21. Эпюра давлений маслоъемного кольца на стенку цилиндра

4.12. Расчет механизма газораспределения

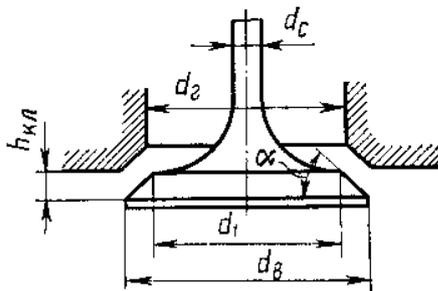


Рис. 22. Расчётная схема проходного сечения в клапане

клапанов в цилиндре, $i_{\text{кл}}=2$; V' – средняя скорость свежего заряда, $V'=[50-90]$ м/с.

Принимаем $V' = 50$ м/с

$$d_{\text{вп}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{12,78 \cdot 5278 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 50 \cdot 3,14}} = 0,029 \text{ м};$$

Рассчитаем диаметр горловины выпускного клапана $d_{\text{вып}}$:

$$d_{\text{вып}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{c_m \cdot F_{\text{п}}}{i_{\text{кл}} \cdot V' \cdot \pi}},$$

где $c_m = \frac{S \cdot n}{30}$ – средняя скорость поршня, $c_m=12,78$ м/с; $F_{\text{п}}$ – площадь поршня, $F_{\text{п}}=5278 \cdot 10^{-6}$ м²; $i_{\text{кл}}$ – количество одноимённых клапанов в цилиндре, $i_{\text{кл}}=2$; V' – первая условная скорость заряда, $V'=1,25[50-90]$ м/с.

Рассчитаем диаметр горловины впускного клапана $d_{\text{вп}}$:

$$d_{\text{вп}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{c_m \cdot F_{\text{п}}}{i_{\text{кл}} \cdot V' \cdot \pi}},$$

где $c_m = \frac{S \cdot n}{30}$ – средняя скорость поршня,

$c_m=12,78$ м/с; $F_{\text{п}}$ – площадь поршня,

$F_{\text{п}}=5278 \cdot 10^{-6}$ м²; $i_{\text{кл}}$ – количество одноимённых

Принимаем $V' = 62,5 \text{ м/с}$

$$d_{\text{вп}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{12,78 \cdot 5278 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 62,5 \cdot 3,14}} = 0,026 \text{ м.}$$

Рассчитаем максимальный ход клапана $h_{\text{кл.макс}}$:

$$h_{\text{кл.макс}} = (0,18 \dots 0,30)d,$$

где d – диаметр горловины клапана;

$$h_{\text{кл.макс}} = 0,25 \cdot 0,029 = 0,007 \text{ м} = 7 \text{ мм.}$$

Расчёт площади проходного сечения при максимальном открытии клапана:

$$f_{\text{кл}} = \pi \cdot d_1 \cdot h_{\text{кл.макс}} \cdot \cos \gamma \cdot 10^{-6},$$

где d_1 – средний диаметр клапанной тарелки; γ – угол фаски; $\gamma = 45^\circ$

В итоге получим:

$$f_{\text{кл}} = 3,14 \cdot 26 \cdot 7 \cdot \cos 45^\circ \cdot 10^{-6} = 423,1 \text{ мм}^2.$$

4.13. Расчет профиля безударного кулачка

Расчет проводим по программе RFKLB, разработанной на кафедре. Результаты расчета представлены в приложении 7.

1. Тактность двигателя $KT=4$

2. Частота вращения двигателя $n=5600 \text{ мин}^{-1}$.

3. JN – угол предварения открытия клапана, град. п.к. в. до М. Т. $JN=25$;

JK – угол запаздывания закрытия клапана, град. п. к. в. после М.Т. $JK=54$ (выбираем по прототипу).

4. JZ - угол участка сбег, град. п.р.в. равен углу участка выбора зазора $\Phi_o = (15-35^\circ)$ п.р.в.

Принимаем $\Phi_o = 30^\circ$ п.р.в.

5. J_1 - Угол положительных ускорений на участке подъема клапана, град. п.р.в.

J_2 - угол отрицательных ускорений, град. п.р.в. ($J_2 = \Phi_2$)

$$\Phi_2 = (0,1 - 0,25) \Phi_3$$

$$\Phi_2 + \Phi_3 = (1,2 - 1,3) \Phi_1$$

$$\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = \varphi_d / 2$$

$$\text{где } \varphi_d = (JN + 180 + JK) / 2$$

Решив систему, получим

$$J_1 = \Phi_1 = 29$$

$$J_2 = \Phi_2 = 6.$$

7. J_1K – угол положительных ускорений на участке опускания клапана, град. п.р.в.

$$J_1K = J_1 = 29^\circ.$$

8. Размерность векторов НК, S

$$JX = JN + 181 + JK = 25^\circ + 181^\circ + 54^\circ = 260^\circ$$

9. Скорость толкателя в конце сбега, мм/град.

$$WS=0,02 \text{ м/с.}$$

10. Диаметр горловины клапана, мм

$$d=29 \text{ мм.}$$

11. Угол фаски клапана $\gamma_F=45^\circ$

12. Максимальный подъем толкателя.

$$h_{T \max} = 7 \text{ мм.}$$

13. Отношение плеч коромысла клапана $\frac{l_k}{l_T}=1,0$

14. Радиус начальной окружности $RO=16 \text{ мм.}$

15. Зазор в клапане $Z=0,25 \text{ мм.}$

16. Шаг печати подъема толкателя $MP=1.$

4.14. Расчёт клапанной пружины

4.14.1. Расчёт максимального усилия пружины

Масса элементов газораспределительного механизма равна:

$$m_{\text{МГР}} = m'_{\text{МГР}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4},$$

где $m'_{\text{МГР}}$ – приведённая масса элементов газораспределительного механизма при верхнем расположении распределительного вала

$$m'_{\text{МГР}} = 20-30 \text{ г/см}^2. \quad [6]$$

$$m_{\text{МГР}} = 25 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,9^2}{4} = 168 \text{ г.}$$

Сила упругости пружины $P_{j \text{ кл. max}}$:

$$P_{j \text{ кл. max}} = m_{\text{МГР}} \cdot J_{m \text{ max}} \cdot \frac{l_{\text{кл}}}{l_T};$$

где $J_{m \text{ max}} = -1,89 \cdot 10^3 \text{ м/с}^2$ – максимальное отрицательное ускорение (берётся из расчёта профиля кулачка прил. 5); $\frac{l_{\text{кл}}}{l_T} = 1$ – отношение длин плеч коромысла.

$$P_{j \text{ кл. max}} = 0,168 \cdot (-1,89 \cdot 10^3) = -318,7 \text{ Н.}$$

$$P_{\text{пр max}} = K \cdot |P_{j \text{ кл. max}}|,$$

где K – коэффициент запаса, учитывающий повышение частоты вращения (для бензиновых двигателей $K = 1,1 - 1,5$). Принимаем $K = 1,3$.

Следовательно,

$$P_{\text{пр max}} = 1,3 \cdot |-318,7| = 414,3 \text{ Н.}$$

4.14.2. Расчёт минимального усилия пружины

Задаемся величиной предварительной деформации пружины f_o .

$$\frac{f_o + h_{\text{кл. max}}}{f_o} = [1,6 \dots 3,2],$$

Принимаем $\frac{f_o + h_{\text{кл. max}}}{f_o} = 1,8$

Тогда

$$f_0 = \frac{h_{кл.макс}}{1,8} = \frac{7}{1,8} = 4,1 \text{ мм.}$$

Минимальное усилие пружины P_0 равно

$$P_0 = c \cdot f_0,$$

где c – жёсткость пружины, $c = \frac{P_{пр.макс}}{f_0 + h_{кл.макс}}$;

$$f_{макс} = f_0 + h_{кл.макс} = 4,1 + 7 = 11,1 \text{ мм;}$$

$$P_0 = \frac{P_{пр.макс}}{f_0 + h_{кл.макс}} \cdot f_0 = \frac{414,3}{11,1} \cdot 4,1 = 147,9 \text{ Н.}$$

4.14.3. Определение конструктивных параметров пружины

Материал пружины: Сталь 65Г

Прочностные характеристики стали: $\sigma_b=1300$ МПа; $\sigma_{-1}=690$ МПа;
 $\tau_{-1}=530$ МПа.

Средний диаметр пружины:

$$D_{пр}=(0,7 \dots 0,9)d$$

где d – диаметр горловины клапана ($d=29$ мм).

Примем $D_{пр}=0,8d=23,3$ мм, коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений по поперечному сечению пружины λ

[1,1...1,2], принимаем 1,1

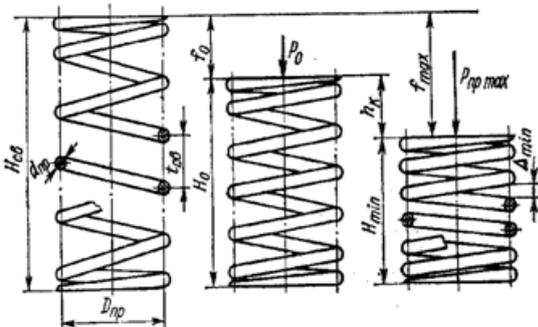


Рис. 23 Параметры клапанных пружин

Тогда диаметр проволоки пружины равен:

$$d_{пр} = 2 \cdot \sqrt{\frac{P_{пр.макс} \cdot D_{пр} \cdot \lambda}{\pi \cdot \tau_{доп}}},$$

где $\tau_{доп}$ – допускаемые касательные напряжения ($\tau_{доп} < \tau_{-1}$, $\tau_{доп}=400$ МПа)

$$d_{пр} = 2 \cdot \sqrt{\frac{414,3 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 1,1}{3,14 \cdot 400 \cdot 10^6}} = 4,2 \text{ мм.}$$

Число рабочих витков пружины:

$$i_p = \frac{G \cdot d_{пр}^4 \cdot f_{макс}}{8 \cdot P_{пр.макс} \cdot D_{пр}^3},$$

где G – модуль сдвига ($G = 84000$ МПа)

$$i_p = \frac{84000 \cdot 10^6 \cdot 0,0042^4 \cdot 0,0111}{8 \cdot 414,3 \cdot 0,025^3} = 5,5.$$

Полное число витков пружины:

$$i_n = i_p + 2 = 5,5 + 2 = 7,5.$$

Жёсткость пружины:

$$c_{np} = \frac{P_{np.max}}{f_{max}} = \frac{414,3}{0,0111} = 36,3 \text{ кН/м.}$$

Шаг витка пружины:

$\Delta_{min} = 0,5...0,9$ мм - минимально допустимый зазор между витками пружины при её полной деформации; Принимаем $\Delta_{min} = 0,7$ мм

$$t = d_{np} + \frac{f_{max}}{i_p} + \Delta_{min} = 4,2 + \frac{11,1}{5,5} + 0,7 = 6,89 \text{ мм.}$$

Минимальная высота пружины:

$$H_{min} = i_n \cdot d_{np} + i_p \cdot \Delta_{min} = 7,5 \cdot 4,2 + 5,5 \cdot 0,7 = 35,7 \text{ мм.}$$

Максимальная высота пружины:

$$H_{ce} = H_{min} + f_{max} = 35,7 + 11,1 = 46,8 \text{ мм.}$$

4.14.4. Расчёт пружины на резонанс

Условие не возникновения резонанса:

$$\frac{\omega_c}{n_p} > 10,$$

где ω_c - частота собственных колебаний пружины; n_p - частота вращения распределительного вала.

Циклическая частота собственных колебаний:

$$\omega_c = \pi \cdot \sqrt{\frac{c}{m}},$$

где c - жёсткость пружины; m - масса рабочих витков.

Если выразить циклическую частоту через число колебаний в минуту, а жёсткость и массу пружины – через её размеры, то получим

$$\omega_c = \frac{30 \cdot d_{np}}{\pi \cdot i_p \cdot D_{np}^2} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot G}{2 \cdot \rho}} = \frac{30 \cdot 0,0042}{3,14 \cdot 5,5 \cdot 0,025^2} \cdot \sqrt{\frac{9,8 \cdot 84000 \cdot 10^6}{2 \cdot 7800}} = 82758 \text{ мин}^{-1},$$

где g – ускорение свободного падения; ρ - плотность материала пружины, $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$; G -модуль сдвига.

Частота вращения распределительного вала:

$$n_p = \frac{n_{max}}{2} = \frac{5600}{2} = 2800 \text{ мин}^{-1}.$$

$$\frac{\omega_c}{n_p} = \frac{82758}{2800} = 29,6 > 10, \text{ условие не возникновения резонанса соблюдается.}$$

4.14.5. Расчёт пружины на усталостную прочность

Максимальное касательное напряжение:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot P_{\text{пр max}} \cdot 10^{-6} \cdot D_{\text{пр}} \cdot 10^{-3} \cdot \lambda}{\pi \cdot d_{\text{пр}}^3 \cdot 10^{-9}} = \frac{8 \cdot 414,3 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 1,1}{3,14 \cdot 4,2^3 \cdot 10^{-9}} = 400 \text{ МПа} .$$

Минимальное касательное напряжение:

$$\tau_{\min} = \frac{8 \cdot P_0 \cdot 10^{-6} \cdot D_{\text{пр}} \cdot 10^{-3} \cdot \lambda}{\pi \cdot d_{\text{пр}}^3 \cdot 10^{-9}} = \frac{8 \cdot 40 \cdot 10^{-6} \cdot 27 \cdot 10^{-3} \cdot 1,1}{3,14 \cdot 2,8^3 \cdot 10^{-9}} = 143 \text{ МПа} .$$

Амплитудное напряжение:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{400 - 143}{2} = 129 \text{ МПа} .$$

Среднее напряжение:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{400 + 143}{2} = 271 \text{ МПа} .$$

$\tau_{-1} = 1,8 \cdot 530 = 954 \text{ МПа}$ - предел выносливости материала пружины при пульсирующем цикле нагружения при кручении;

$\psi = 0,111$ – влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости при кручении; [5]; $\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} = 1$ (упрочнение пружины дробеструйной обработкой) [5],

Запас усталостной прочности:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{530}{1 \cdot 129 + 0,111 \cdot 271} = 3,3, \quad [n_{\tau}] = [1,2 \dots 2,0], \quad [6].$$

4.15. Расчёт распределительного вала

Материал распределительного вала – высокопрочный чугун с шаровидным графитом, модифицированный магнием ВЧ 40-10. Расчётная схема представлена на рис. 24.

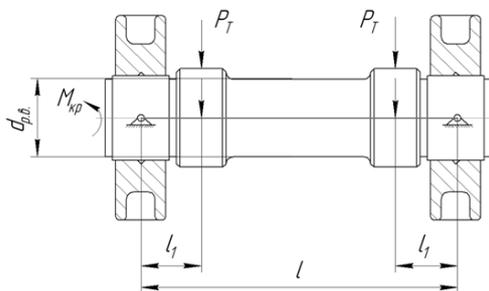


Рис. 24. Расчётная схема распределительного вала

- сила инерции

$$P_{j_{\text{max}}} = m_{\text{МГР}} \cdot j_{\text{max}} = 0,168 \cdot 2,58 \cdot 10^3 = 435 \text{ Н}$$

Масса элементов газораспределительного механизма при верхнем расположении распределительного вала $m_{\text{МГР}} = 0,168 \text{ кг}$.

Нагрузки, действующие на распределительный вал:

$j_{m \max} = 2,58 \cdot 10^3 \text{ м/с}^2$ – максимальное положительное ускорение толкателя (прил. 8);

- сила упругости пружины (сила сжатия пружины)

$$P_{\text{пр.}} = (P_0 + c_{\text{пр.}} \cdot h_{\text{кл.}}) \cdot \frac{l_{\text{кл.}}}{l_m} = (148 + 36,4 \cdot 10^3 \cdot 7 \cdot 10^{-3}) \cdot 1 = 414,3 \text{ Н}$$

По результатам теплового расчёта (прил. 1):

$P_b = 0,4647 \text{ МПа}$ - давление газов в цилиндре в момент открытия выпускного клапана; $P_r = 0,103 \text{ МПа}$ - давление в выпускном трубопроводе;

$$P_z = (P_b - P_r) \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{т.вып.}}^2}{4} = (0,4647 \cdot 10^6 - 0,103 \cdot 10^6) \cdot \frac{3,14 \cdot 0,026^2}{4} = 195 \text{ Н},$$

$d_{\text{т.вып.}} = 26 \text{ мм}$ - диаметр тарелки выпускного клапана.

Следовательно,

$$P_{m \max} = (P_{jm \max} + P_{\text{пр.}} + P_z) \cdot \frac{l_{\text{к.}}}{l_m} = (435 + 414,3 + 195) \cdot 1 = 1045 \text{ Н}$$

Расчёт прогиба распределительного вала:

$$f = 6,8 \cdot \frac{P_{m \max} \cdot (l_1 \cdot 10^{-3})^2 \cdot (l \cdot 10^{-3} - l_1 \cdot 10^{-3})^2}{E \cdot 10^6 \cdot l \cdot 10^{-3} \cdot (d^4 - \delta^4) \cdot 10^{-12}}$$

$l_1 = 28,5 \text{ мм}$ - расстояние от опоры до точки действия силы $P_{m \max}$; $l = 94 \text{ мм}$ - расстояние между опорами; $d = 24,5 \text{ мм}$ - диаметр распределительного вала; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - модуль упругости материала распределительного вала;

$$f = 6,8 \cdot \frac{1045 \cdot 28,5^2 \cdot (94 - 28,5)^2}{2 \cdot 10^5 \cdot 90 \cdot (24,5^4 - 5^4)} = 0,004 \text{ мм}, < 0,01 \text{ мм}.$$

Напряжение смятия на поверхности толкателя:

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_{m \max} \cdot E \cdot 10^6}{b \cdot r \cdot 10^{-6}}}$$

$b = 12 \text{ мм}$ - ширина кулачка; $r_0 = 16 \text{ мм}$ - радиус начальной окружности кулачка; $r = r_0 + h_{\text{кл.}} = 16 + 7 = 23 \text{ мм}$ - радиус кривизны кулачка в момент действия $P_{m \max}$;

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{1045 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{12 \cdot 23 \cdot 10^{-6}}} = 361 \text{ МПа}, < 1200 \text{ МПа}.$$

5. Системы ДВС

5.1 Система питания

Топливная система (рис.25) предназначена для подачи топлива в цилиндры на различных режимах работы и охлаждения форсунок.

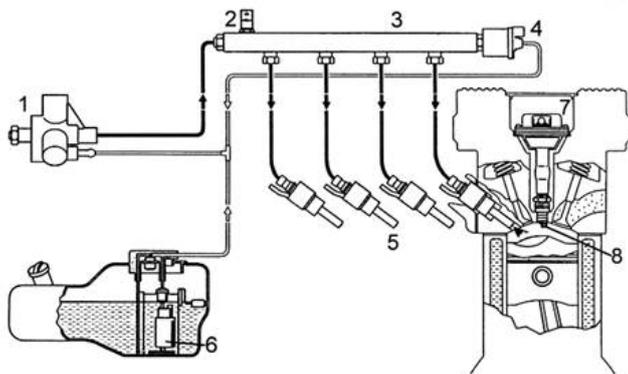


Рис. 25. Схема подачи топлива в системе непосредственного впрыска топлива: 1 – топливный насос высокого давления; 2 – датчик давления топлива; 3 – топливная рейка; 4 – клапан регулирования давления; 5 – форсунки; 6 – топливный насос с электрическим приводом; 7 – катушка зажигания; 8 – свеча зажигания

Давление топлива измеряется датчиком высокого давления 2 и устанавливается клапаном регулирования давления 4 в значении от 5 до 12 МПа.

В топливной рейке 3 расположены форсунки высокого давления 5, работа которых регулируется блоком управления двигателем. Форсунки впрыскивают топливо в камеру сгорания цилиндра.

Впрыснутое тонко распыленное за счет высокого давления топливо образует с поступающим в камеру сгорания воздухом горючую смесь. В зависимости от режима работы двигателя топливо впрыскивается так, что создается смесь, равномерно распределенная по всей камере сгорания с соотношением $\alpha=1$ (гомогенный режим) или образуется облако с послойным зарядом с соотношением $\alpha > 1$ в области свечи зажигания (работа в условиях послойно распределенного заряда или обедненной смеси). Остальное пространство камеры сгорания при послойном распределении заряда наполнено либо всасываемым свежим воздухом с инертным газом, поступившим из системы рециркуляции отработавших газов, либо очень обедненной горючей смесью.

Выбор режима работы осуществляется, с одной стороны, на базе частоты вращения коленчатого вала и потребного крутящего момента, а с другой стороны, за счет функциональных требований, таких как, например, восстановление каталитического нейтрализатора накопительного типа.

5.2. Система смазывания Масляная система обеспечивает смазку деталей двигателя с целью уменьшения трения, предотвращения коррозии, удаления продуктов износа и частичное охлаждение его отдельных узлов. В зависимости от типа и конструкции двигателей применяют систему смазки разбрызгиванием, под давлением и комбинированную. Большинство автомобильных и тракторных двигателей имеют комбинированную смазочную систему. При

Топливный насос с электрическим приводом 6 подает топливо при начальном давлении 0,3...0,5 МПа к насосу высокого давления 1. Этот насос создает давление в системе в зависимости от рабочего режима двигателя (требуемый крутящий момент и частота вращения коленчатого вала). Топливо под высоким давлением поступает в топливную рейку 3 и там накапливается.

Давление топлива изме-

этом к большинству трущихся поверхностей масло подводится под давлением.

Одним из основных элементов смазочной системы является масляный насос, который служит для подачи масла к трущимся поверхностям движущихся частей двигателя. По конструктивному исполнению масляные насосы бывают шестеренчатые с внешним и внутренним зацеплением. Шестеренчатые насосы отличаются простотой устройства, компактностью, надежностью в работе и являются наиболее распространенными в автомобильных и тракторных двигателях.

5.2.1. Расчет масляного насоса Расчет масляного насоса заключается в определении размеров его шестерен. Этому расчету предшествует определение циркуляционного расхода масла в системе.

Циркуляционный расход $V_{ц}$ масла зависит от количества отводимой им от двигателя теплоты Q_M . В соответствии с данными теплового баланса величина Q_M (кДж/с) для современных автомобильных двигателей составляет 1,5–3,0% от общего количества теплоты Q_0 , введенной в двигатель с топливом.

$$Q_M = (0,015 - 0,030)Q_0.$$

Принимаем $Q_M = 0,027Q_0$.

Общее количество теплоты, выделяемой топливом в течение 1с, определяется по данным теплового расчета по формуле:

$$Q_0 = \frac{H_U \cdot G_T}{3600} \xi_z,$$

где $H_u = 43942,6$ кДж/кг – низшая теплота сгорания; $\xi_z = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент использования теплоты (принимаем $\xi_z = 0,82$); $G_T = 16,41$ кг/ч – часовой расход топлива.

$$Q_0 = \frac{43942,6 \cdot 16,41}{3600} 0,82 = 164,25 \text{ кДж/с}.$$

Тогда, количество теплоты, отводимой маслом от двигателя:

$$Q_M = 0,027 \cdot 200,31 = 4,4 \text{ кДж/с}.$$

Циркуляционный расход масла ($\text{м}^3/\text{с}$) при заданной величине Q_M :

$$V_{ц} = \frac{Q_M}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m},$$

где ρ_m – плотность масла, $\text{кг}/\text{м}^3$. Принимаем $\rho_m = 900$ $\text{кг}/\text{м}^3$; c_m – средняя теплоемкость масла, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $c_m = 2,094$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; ΔT_m – температура нагрева масла в двигателе, К ; $\Delta T_m = 10 \dots 15$ К . Принимаем $\Delta T_m = 10$ К .

$$V_{ц} = \frac{4,4}{900 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,000234 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для стабилизация давления в системе циркуляционный расход масла обычно увеличивается в 2 раза:

$$V' = 2V_{\text{ц}} = 2 \cdot 0,000234 = 0,000468 \text{ м}^3/\text{с}$$

В связи с утечками масла через торцовые и радиальные зазоры насоса расчетную производительность его определяют с учетом коэффициента подачи $\eta_{\text{н}}=0,6 \dots 0,8$. Принимаем $\eta_{\text{н}}=0,7$.

$$V_P = \frac{V'}{\eta_{\text{н}}} = \frac{0,000468}{0,7} = 0,000668 \text{ м}^3/\text{с}$$

Принимаем объем зуба шестерни равным объему впадины между зубьями:

$$V = \pi \cdot D_0 \cdot h \cdot b,$$

где D_0 – диаметр начальной окружности шестерни, м; h – высота зуба, м; b – длина зуба, м; модуль зацепления зуба $m = 4,5 \text{ мм} = 0,0045 \text{ м}$; высота зуба $h = 2m = 2 \cdot 4,5 = 9 \text{ мм} = 0,009 \text{ м}$; число зубьев шестерен $z = 7$.

Диаметр начальной окружности шестерни:

$$D_0 = z \cdot m = 7 \cdot 4,5 = 31,5 \text{ мм} = 0,0315 \text{ м}.$$

Диаметр внешней окружности шестерни:

$$D = m \cdot (z + 2) = 4,5 \cdot (7 + 2) = 40,5 \text{ мм} = 0,0405 \text{ м}.$$

Окружная скорость на внешнем диаметре шестерни $u_{\text{н}} = 6,36 \text{ м/с}$.

Частота вращения шестерни насоса:

$$n_{\text{н}} = \frac{u_{\text{н}} \cdot 60}{\pi \cdot D} = \frac{6,36 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,0405} = 3000 \text{ мин}^{-1}.$$

Длина зуба шестерни:

$$b = \frac{60 \cdot V_P}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_{\text{н}}} = \frac{60 \cdot 0,000668}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0045^2 \cdot 7 \cdot 3000} = 0,015 \text{ м}.$$

Рабочее давление масла в системе $p = 40 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Механический КПД масляного насоса $\eta_{\text{мн}} = 0,87$.

Мощность $N_{\text{н}}$, затрачиваемая на привод масляного насоса:

$$N_{\text{н}} = \frac{V_P \cdot p}{\eta_{\text{мн}} \cdot 10^3} = \frac{0,000668 \cdot 40 \cdot 10^4}{0,87 \cdot 10^3} = 0,307 \text{ кВт}.$$

5.3. Система охлаждения Охлаждение двигателя применяется в целях принудительного отвода тепла от нагретых деталей для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя и его нормальной работы. Большая часть отводимого тепла воспринимается системой охлаждения, меньшая - системой смазки и непосредственно окружающей средой.

Система охлаждения проектируемого двигателя жидкостная, закрытого типа, с принудительной циркуляцией, с расширительным бачком.

Насос охлаждающей жидкости центробежного типа приводится в действие зубчатым ремнем привода механизма газораспределения. Электровентиль имеет пластмассовую четырехлопастную крыльчатку, установленную на валу электродвигателя, включение и выключение которого осуществляется от специального датчика.

Термостат с твердым чувствительным наполнителем имеет основной и дополнительный клапан.

Радиатор трубчато - пластинчатый, алюминиевый, двухходовой с перегородкой в левом бачке.

5.3.1. Расчет жидкостного насоса Количество тепла, отводимого от двигателя системой охлаждения:

$$Q_{\text{охл}} = 0,37 \cdot Q_0 = 0,37 \cdot 164,25 = 60,2 \text{ кДж/с},$$

где $Q_0 = N_{\text{ц}} \cdot G_{\text{T}} / 3600 = 44000 \cdot 19,34 / 3600 = 236,4 \text{ кДж/с}$ – количество тепла, выделяемого топливом за 1 секунду.

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости:

$$G'_{\text{ц}} = Q_{\text{охл}} / (\rho_{\text{ож}} \cdot c_{\text{ож}} \cdot \Delta T_{\text{ож}}) = 60,2 / (1120 \cdot 3,75 \cdot 10) = 0,0014 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\rho_{\text{ж}} = 1120 \text{ кг/м}^3$ – плотность охлаждающей жидкости; $c_{\text{ж}} = 3,75 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоёмкость охлаждающей жидкости ТОСОЛ А40М; $\Delta T_{\text{м}} = 10 \text{ К}$ – температурный перепад в радиаторе.

Расчётная производительность насоса:

$$G_{\text{п}} = G'_{\text{ц}} / \eta_{\text{н}} = 0,0014 / 0,85 = 0,0017 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\eta_{\text{н}} = 0,85$ – коэффициент подачи насоса [7].

Радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{G_{\text{п}} / (\pi \cdot c_1) + r_0^2} = \sqrt{0,0017 / (3,14 \cdot 1,8) + 0,01^2} = 0,02 \text{ м},$$

где $c_1 = 1,8 \text{ м/с}$ – скорость воды на входе в насос;

$r_0 = 0,01 \text{ м}$ – радиус ступицы крыльчатки.

Окружная скорость потока охлаждающей жидкости на выходе из колеса:

$$u_2 = \sqrt{1 + \text{tg} \alpha_2 \cdot \text{ctg} \beta_2} \sqrt{p_{\text{жс}} / (\rho_{\text{жс}} \eta_{\text{h}})} = \\ = \sqrt{1 + \text{tg} 10^\circ \cdot \text{ctg} 15^\circ} \sqrt{120000 / (1120 \cdot 0,65)} = 15,6 \text{ м/с},$$

где $\eta_{\text{h}} = 0,65$ – гидравлический КПД насоса [7]; $p_{\text{жс}} = 120000 \text{ Па}$ – принимаемый напор, создаваемый насосом; $\alpha_2 = 10^\circ$, $\beta_2 = 15^\circ$.

Радиус крыльчатки колеса на выходе:

$$r_2 = 30 \cdot u_2 / (\pi \cdot n_{\text{вн}}) = 30 \cdot 15,6 / (3,14 \cdot 5600) = 0,026 \text{ м},$$

где $n_{\text{вн}} = 5600 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения насоса.

Окружная скорость на входе потока:

$$u_1 = u_2 \cdot r_1 / r_2 = 15,6 \cdot 0,02 / 0,026 = 12 \text{ м/с}.$$

Ширина лопатки на входе:

$$b_1 = \frac{G_{\text{п}}}{(2\pi \cdot r_1 - z\delta_1 / \sin \beta_1) \cdot c_1} = \frac{0,0017}{(2 \cdot 3,14 \cdot 0,02 - 6 \cdot 0,003 / \sin 10^\circ) \cdot 1,8} = 0,04 \text{ м},$$

где $z = 6$ – число лопаток на крыльчатке насоса; $\delta_1 = 0,003 \text{ м}$ – толщина лопаток на входе; $\beta_1 = \text{arctg}(c_1/u_1) = \text{arctg}(1,8/12) = 10^\circ 55'$.

Радиальная скорость потока на выходе из колеса:

$$c_r = \frac{p_{жс} \cdot tg\alpha_2}{\rho_{жс} \eta_h u_2} = \frac{120000 \cdot tg10^\circ}{1120 \cdot 0,65 \cdot 15,6} = 1,86 \text{ м/с.}$$

Ширина лопатки на выходе:

$$b_2 = \frac{G_p}{(2\pi \cdot r_2 - z\delta_2 / \sin \beta_2) \cdot c_r} = \frac{0,0017}{(2 \cdot 3,14 \cdot 0,039 - 6 \cdot 0,0025 / \sin 20) \cdot 1,86} = 0,007 \text{ м,}$$

где $\delta_2 = 0,0024$ м – толщина лопаток на выходе.

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_{вн} = G_p \cdot p_{ж} / (1000 \cdot \eta_m) = 0,0017 \cdot 120000 / 1000 \cdot 0,85 = 0,202 \text{ кВт,}$$

где $\eta_m = 0,85$ – механический КПД насоса [7].

5.3.2. Расчет жидкостного радиатора

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

радиатор:

$$G'_{\text{возд}} = Q_{\text{охл}} / (c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}) = 60,2 \cdot 10^3 / (1000 \cdot 30) = 2,0 \text{ кг/с,}$$

где $c_{\text{возд}} = 1000$ Дж/(кг·К) – средняя теплоёмкость воздуха; $\Delta T_{\text{возд}} = 30$ К – температурный перепад воздуха в решётке радиатора.

Массовый расход охлаждающей жидкости через радиатор:

$$G'_{\text{ж}} = G_p \cdot \rho_{ж} = 0,0017 \cdot 1120 = 1,9 \text{ кг/с.}$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2} = \frac{313 + (313 + 30)}{2} = 328 \text{ К,}$$

где $T_{\text{возд.вх}} = 313$ К – расчётная температура воздуха перед радиатором.

Средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе:

$$T_{\text{ср.ож}} = \frac{T_{\text{ож.вх}} + (T_{\text{ож.вх}} - \Delta T_{\text{ож}})}{2} = \frac{363 + (363 - 10)}{2} = 358,0 \text{ К,}$$

где $T_{\text{ож.вх}} = 363$ К – расчётная температура охлаждающей жидкости перед радиатором.

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_{\text{охл}}}{K(T_{\text{ср.ож}} - T_{\text{ср.возд}})} = \frac{67,1 \cdot 10^3}{160 \cdot (358 - 328)} = 12,5 \text{ м}^2,$$

где $K=160$, Вт/(м²·К) – коэффициент теплопередачи для радиаторов легковых автомобилей [7].

5.3.3. Расчет вентилятора

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод тепла от радиатора. По данным расчета жидкостного радиатора массовый расход воздуха, подаваемый вентилятором $G_{\text{возд}}=2,0$ кг/с, а его средняя температура $T_{\text{ср.возд}}=328$ К. Напор, создаваемый вентилятором, принимается $\Delta p_{1p}=800$ Па.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе

$$\rho_{\text{возд}} = p_0 \cdot 10^6 / (R_v T_{\text{ср.возд}}) = 0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 328) = 1,06 \text{ кг/м}^3.$$

Производительность вентилятора

$$G_{\text{возд}} = G'_{\text{возд}} / \rho_{\text{возд}} = 2,0 / 1,06 = 1,89 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Фронтальная поверхность радиатора $F_{\text{фр.рад}}$:

$$F_{\text{фр.рад}} = G_{\text{возд}} / \omega_{\text{возд}} = 1,5 / 24 = 0,08 \text{ м}^2,$$

где $\omega_{\text{возд}} = 24 \text{ м/с}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора.

Диаметр вентилятора $D_{\text{вент}}$:

$$D_{\text{вент}} = 2\sqrt{F_{\text{фр.рад}} / \pi} = 2\sqrt{0,06 / 3,14} = 0,33 \text{ м}.$$

Окружная скорость вентилятора u :

$$u = \varphi_{\text{л}} \sqrt{\Delta p_{\text{тр}} / \rho_{\text{возд}}} = 2,5 \sqrt{800 / 1,06} = 68,6 \text{ м/с},$$

где $\varphi_{\text{л}} = 2,5$ – безразмерный коэффициент для криволинейных лопастей;

$\Delta p_{\text{тр}} = 800 \text{ Па}$ – принимаемый напор, создаваемый вентилятором.

Частота вращения вентилятора:

$$n_{\text{вент}} = 60 \cdot u / (\pi \cdot D_{\text{вент}}) = 60 \cdot 68,6 / (3,14 \cdot 0,33) = 4018 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора:

$$N_{\text{вент}} = G_{\text{возд}} \cdot \Delta p_{\text{тр}} / (1000 \cdot \eta_{\text{вент}}) = 1,5 \cdot 800 / (1000 \cdot 0,65) = 2,3 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{вент}} = 0,65$ – КПД литого вентилятора [7].

6. Оценка технического уровня проектируемого двигателя

Для сравнения эффек-

тивных показателей проектируемого двигателя (литровая мощность, поршневая мощность, среднее эффективное давление) с зарубежными проведем статистический анализ на основе данных фирм, выпускающих двигатели.

Выбор аналогов проводили по значениям эффективной мощности 65 – 75 кВт. Методами статистической обработки определим среднее значение, стандартное отклонение, доверительные интервалы при 95% доверительной вероятности и построим графики нормального распределения указанных выше показателей (таблица полученных значений приведена ниже).

Таблица 10

Сравнение показателей двигателя с аналогами

Показатели	Среднее значение и доверительный интервал	Для проектируемого двигателя
$N_{\text{л}}, \text{кВт/л}$	$48,86 \pm 1,89$	45,0
$N_{\text{п}}, \text{кВт/дм}^2$	$38,35 \pm 1,18$	34,1
$p_e, \text{МПа}$	$1,00 \pm 0,035$	0,97
K_n	$0,66 \pm 0,036$	0,71
K	$1,2 \pm 0,055$	1,16

По данным таблицы 10 и графикам на листе 3 видно, что проектируемый двигатель соответствует лучшим зарубежным.

6.1. Моделирование внешней скоростной характеристики

Проведем моделирова-

ние проектируемого бензинового двигателя [2], номинальная мощность которого $N_{\text{ен}} = 70 \text{ кВт}$ при $n_n = 5600 \text{ мин}^{-1}$, а крутящий момент на этом режиме

$M_{ен} = 120,26$ Н·м. На частоте вращения 4000 мин^{-1} данный двигатель развивает максимальный крутящий момент $M_{e \max} = 141,5$ Н·м. Разделив промежуток между $n_{\text{ххmin}}$ до $N_{ен}$ на 19 интервалов (через 250 мин^{-1}), определим численные значения ξ_n по формуле (табл.11).

$$\xi_n = (n_x - n_{M_{e \max}}) / (n_H - n_{M_{e \max}}) = (n_x - 4000) / (5600 - 4000); \quad (6.1)$$

Текущие значения η_{M_e} и η_{G_T} для проектируемого двигателя определим по формулам:

$$\eta_{M_e} = \frac{M_{ex} - 141,5}{141,5 - 120,26} = (M_{ex} - 120,26) / 21,24 \quad (6.2)$$

Аналогично для $\eta_{G_{Tx}}$

$$\eta_{G_T} = \frac{G_{Tx} - 16,58}{19,34 - 16,58} = (G_{Tx} - 16,58) / 2,76 \quad (6.3)$$

Таблица 11

Показатели ВСХ проектируемого бензинового двигателя

n_x	M_{ex} , Н·м	G_T , кг/ч	ξ_n
2400			-1
2600			-0,875
2800			-0,75
3000			-0,625
3200			-0,5
3400			-0,375
3600			-0,25
3800			-0,125
4000	141,5	16,58	0
4200			0,125
4400			0,25
4600			0,375
4800			0,5
5000			0,625
5200			0,75
5400			0,875
5600	120,26	19,34	1

В качестве прототипа проектируемого двигателя выбираем бензиновый двигатель ВА3-2101, показатели которого приведены в табл. 12.

Таблица 12

Внешняя скоростная характеристика двигателя ВА3-2101

$n_x, \text{мин}^{-1}$	$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	$G_T, \text{кг/ч}$	ξ_n	η_{Me}	η_{G_T}
1400	76,7	4,50	-0,9091	-1,389	-0,9088
2000	82,5	6,08	-0,6364	-0,636	-0,6368
2600	85,9	7,67	-0,3636	-0,194	-0,3632
3200	87,3	9,25	-0,0909	-0,013	-0,0912
3400	87,4	9,78	0	0	0
3800	87,1	10,83	0,1818	-0,039	0,1807
4400	85,7	12,42	0,4545	-0,221	0,4544
5000	83,2	14,00	0,7273	-0,546	0,7263
5600	79,7	15,59	1	-1	1

В соответствии с теорией подобия примем, что для проектируемого бензинового двигателя в безразмерных координатах зависимости $\eta_{Me} = f(\xi_n)$ и $\eta_{G_T} = f(\xi_n)$ соответствуют этим же зависимостям прототипа:

$$\eta_{Me} = 0,253\xi_n - 1,312\xi_n^2; \quad (6.4)$$

$$\eta_{G_T} = 0,999\xi_n; \quad (6.5)$$

Это дает возможность найти значения M_{ex} и G_{Tx} для частот вращения от 1000 до 5400 мин^{-1} . Заменяем в уравнениях (6.4 и 6.5) в правой части значения ξ_n взятые из таблицы 12. Выразив из соотношений 6.2 и 6.3, M_{ex} и G_{Tx} соответственно, получим:

$$M_{ex} = 141,5 + 21,24 \cdot (0,253\xi_n - 1,312\xi_n^2)$$

$$G_T = 16,58 + 2,76 \cdot 0,999\xi_n$$

Эффективную мощность находим по формуле $N_e = \frac{M_e n}{9550}$.

Удельный эффективный расход топлива находим по формуле

$$g_e = \frac{1000 \cdot G_m}{N_e}$$

Результаты расчетов приведены в табл.13

Таблица 13

Внешняя скоростная характеристика проектируемого двигателя

$n, \text{мин}^{-1}$	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	$G_T, \text{кг/ч}$	$N_e, \text{кВт}$	$g_e,$
----------------------	------------------------------	--------------------	-------------------	--------

2400	108,26	13,82	27,21	508,07
2600	115,46	14,17	31,43	450,69
2800	121,79	14,51	35,71	406,39
3000	127,26	14,86	39,98	371,64
3200	131,85	15,20	44,18	344,09
3400	135,57	15,55	48,26	322,10
3600	138,41	15,89	52,18	304,55
3800	140,39	16,24	55,86	290,63
4000	141,50	16,58	59,27	279,75
4200	141,74	16,92	62,33	271,51
4400	141,10	17,27	65,01	265,64
4600	139,60	17,61	67,24	261,96
4800	137,22	17,96	68,97	260,39
5000	133,97	18,30	70,14	260,94
5200	129,86	18,65	70,71	263,74
5400	124,87	18,99	70,61	269,00
5600	119,01	19,34	69,78	277,10
5400	105,12	16,39	59,44	275,82

а) ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп.; Владим. гос. ун-т имени А.Г. и Н.Г. Столетовых. – Владимир: Изд-во ВлГУ. – 2014. – 180 с. (с грифом УМО).
2. Гоц, А. Н. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 124 с.
3. Гоц, А. Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владим: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. – 225 с.
4. Гоц, А. Н. Динамика двигателей. Курсовое проектирование: учеб. пособие / А. Н. Гоц;– 2-е изд., испр. и доп., – М.: ФОРУМ: инфра-м, 2013. – 160 с. (с грифом УМО).
5. Гоц, А. Н. Динамика двигателей. Курсовое проектирование: учеб. пособие / А. Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2012. – 119 с. (с грифом УМО).

Б) ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

6. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 2005. – 240 с.
7. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык – М.: Высш. шк., 1970. – 328 с.
8. Чистяков, В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания / В.К. Чистяков – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.
9. Панов, В. В. Динамика двигателей внутреннего сгорания: метод. указания к лабораторным работам /В.В. Панов, С.Г. Драгомиров, А.Н. Гоц, А.М. Шарапов. – Владимир: Влад гос. ун-т, 2003. – 60 с.
10. Гоц, А. Н. Динамический расчет двигателя и расчет удельных нагрузок на шейки коленчатого вала: метод. указания к курсовому и дипломному проектированию / А.Н. Гоц, А.М. Шарапов. – Владимир: Влад гос. ун-т, 2001. – 20 с.
11. Конструирование двигателей внутреннего сгорания// Под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2011, – 496 с.
12. Гоц, А. Н. Порядок проектирования автомобильных и тракторных двигателей / А. Н. Гоц, В. В. Эфрос; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007.
13. Программный комплекс «Diesel RK». Бесплатный удаленный доступ к системе ДИЗЕЛЬ-РК <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Vozmojnosti>.
14. Перечень литературы по кинематике и динамике ДВС можно найти на сайтах: <http://www.twirpx.com/files/transport/dvs/cindyn/> ; <http://vlgu.info/files/details.php?file=27>

Приложение 1

Министерство образования и науки Российской Федерации

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

**«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
(ВЛГУ)**

Кафедра «Тепловые двигатели и энергетические установки»

**Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту
на тему «Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма
поршневого двигателя внутреннего сгорания»
по дисциплине «Конструирование двигателей»**

Выполнил
студент гр ЭНб-113
Иванов И.И.
Проверил
проф. Петров П.П.

Владимир 2014