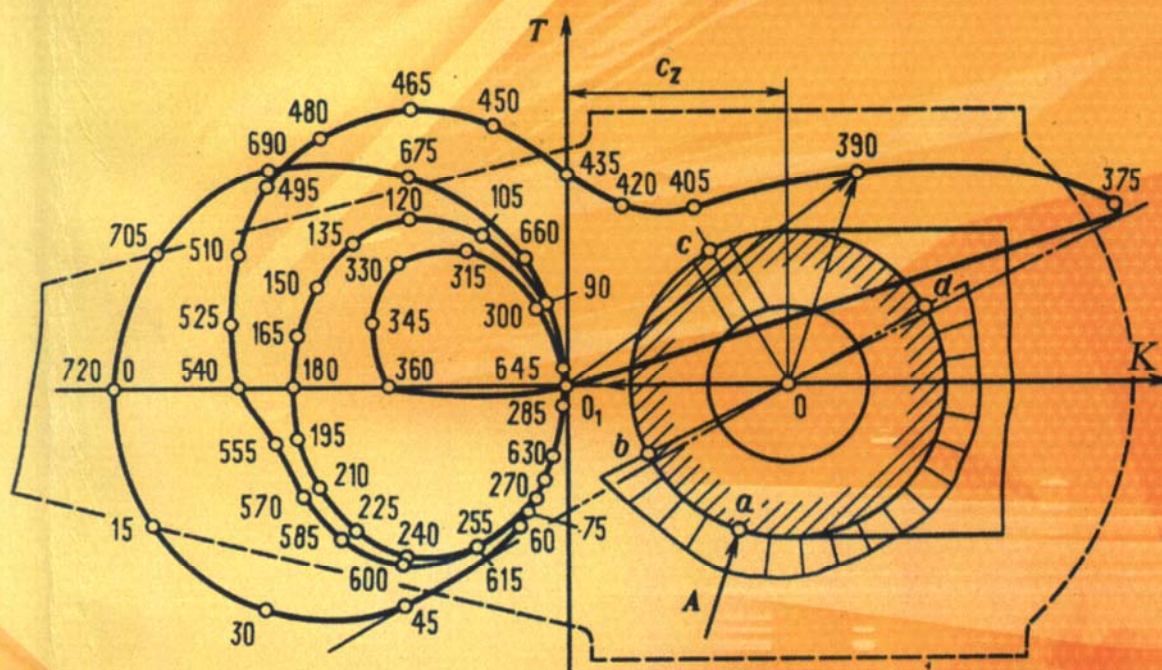


А.Н. ГОЦ

**ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЕЙ.
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Учебное пособие



Владимир 2012

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

А. Н. ГОЦ

ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЕЙ.
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебное пособие

Допущено УМО вузов России по образованию в области энергетики
и электротехники в качестве учебного пособия для студентов высших учебных
заведений, обучающихся по специальности 140501– «Двигатели внутреннего
сгорания и направления подготовки 140500 – Энергетическое машиностроение»

Владимир 2012

УДК 621.01:539.4.001.2 (075.8)

ББК 31.365 я73

Г 74

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ,
заведующий кафедрой «Поршневые двигатели» Московского
государственного технического университета имени Н.Э. Баумана
Н.А. Иващенко

Доктор технических наук, профессор Московского государственного
технического университета «МАМИ»
В.М. Фомин

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Владимирского государственного университета

Г 74 **Гоц, А. Н.** Динамика двигателей. Курсовое проектирование: учеб. пособие /
А. Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2012. – с.
ISBN

Даны краткие сведения из теории по дисциплине «Теория двигателей» и приведен порядок выполнения курсового проекта. В компактном виде даны основные формулы и необходимые разъяснения для выполнения соответствующих частей курсового проекта. В качестве примера приведены расчетно-пояснительная записка и чертежи выполненного студентом курсового проекта с комментариями.

Предназначено для студентов дневной и заочной форм обучения специальности 140501 – «Двигатели внутреннего сгорания», направлений подготовки 140500 – «Энергомашиностроение», 141100 – «Энергетическое машиностроение» и 190600 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов». Соответствует требованиям государственных образовательных стандартов указанных специальностей и направлений.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС 3-го поколения.

Табл. 10 . Ил. 42 Библиограф.: 21 назв.

УДК 621.01: 539.4.001.2 (075.8)
ББК 31.365 я73

ISBN 978-5-9984-0193-0

© Владимирский государственный
университет, 2012
© Гоц А.Н.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	6
Глава 1. Цели и задачи дисциплины «Динамика двигателей».	
Структура и содержание курсового проекта.....	8
1.1. Цели и задачи дисциплины	8
1.2. Примерное задание на разработку курсового проекта по дисциплине «Динамика двигателей».....	10
1.2.1. Содержание курсового проекта по разделу «Кинематика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей».....	10
1.2.2. Содержание курсового проекта по разделам «Динамика кривошипно-шатунного механизма» и «Уравновешивание двигателей».....	10
1.2.3. Содержание курсового проекта по разделу «Исследование крутильных колебаний».....	11
1.2.4. Примерное содержание графической части курсового проекта.....	12
1.3. Общие замечания по главе 1.....	12
Глава 2. Кинематика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей. Краткие сведения из теории.....	14
2.1. Кинематика поршня центрального кривошипно-шатунного механизма	14
2.2. Кинематика шатуна.....	15
2.3. Кинематика дезаксиального кривошипно-шатунного механизма.....	15
Глава 3. Динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей. Уравновешивание. Краткие сведения из теории	18
3.1. Приведенные массы кривошипно-шатунного механизма.....	18
3.2. Силы инерции.....	19
3.3. Уравновешивание сил инерции.....	20
3.4. Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме	25

	3.5.	Усилия, действующие на шатунную шейку.....	26
	3.6.	Усилия, действующие на коренную шейку.....	29
	3.7.	Суммарный индикаторный момент двигателя и набегающие моменты на коренные и шатунные шейки....	31
	3.8.	Равномерность крутящего момента и равномерность хода	34
Глава 4		Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей. Краткие сведения из теории.....	36
	4.1.	Общие сведения	36
	4.2.	Составление эквивалентной схемы крутильно-колеблющейся системы	37
	4.3.	Определение частот собственных колебаний эквивалентной системы.....	40
	4.4.	Гармонический анализ крутящих моментов.....	43
	4.5.	Расчет вынужденных колебаний.....	44
	4.6.	Расчет параметров резинового демпфера.....	51
	4.7.	Метод оценки параметров демпферов крутильных колебаний жидкостного трения на стадии проектирования	53
Глава 5		Пример расчетно-пояснительной записки к курсовому проекту	63
	5.1.	Задание на проектирование.....	63
	5.2.	Расчет цикла бензинового двигателя.....	63
	5.2.1.	Выбор исходных данных	63
	5.2.2.	Анализ вычисленных показателей и параметров .	65
	5.3.	Кинематический расчет.....	65
	5.3.1.	Перемещение поршня	65
	5.3.2.	Скорость поршня.....	65
	5.3.3.	Ускорение поршня	67
	5.3.4.	Угловое перемещение, угловая скорость качания и угловое ускорение качания шатуна	69
	5.4.	Динамический расчет	69
	5.4.1.	Определение приведенных масс кривошипно-шатунного механизма	69
	5.4.2.	Уравновешивание двигателя.....	70
	5.5.	Удельные суммарные силы, действующие в КШМ	72
	5.6.	Крутящие моменты.....	73

5.7.	Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала.....	73
5.8.	Силы, действующие на коренные шейки.....	77
5.9.	Набегающие моменты на коренные и шатунные шейки.....	79
5.10.	Расчет коленчатого вала на крутильные колебания.....	81
5.10.1.	Определение эквивалентной длины коленчатого вала.....	81
5.10.2.	Определение коэффициентов жесткости элементов коленчатого вала.....	83
5.10.3.	Определение моментов инерции элементов коленчатого вала.....	84
5.10.4.	Определение частоты собственных колебаний коленчатого вала проектируемого бензинового двигателя	85
5.10.5.	Расчет резинового слоя демпфера крутильных колебаний.....	85
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....		88
Приложения		89
Библиографический список		105

Человек идет к знанию так же как он идет на войну – полностью пробужденный, полный страха, благоговения и безусловной решимости. Любое отступление от этого правила – роковая ошибка, и тот, кто ее совершит, непременно доживет до дня, когда горько пожалеет об этом.

*Карлос Кастанеда*¹

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие охватывает тематику курсовых проектов по дисциплине «Динамика двигателей». По своему построению и содержанию оно соответствует учебным пособиям [1, 2, 3, 4, 5] и программе указанного выше курса, читаемых автором во Владимирском государственном университете для студентов специальности 140501 – «Двигатели внутреннего сгорания», а также направлений подготовки 140500 – энергомашиностроение и 140100 – энергетическое машиностроение.

В первой главе показаны цели и задачи при изучении дисциплины «Динамика двигателей», какими компетенциями должны обладать студенты после изучения и выполнения курсового проекта. Приведены техническое задание на разработку курсового проекта по дисциплине «Динамика двигателей», содержание отдельных его разделов, примерное содержание расчетно-пояснительной записки и перечень графической части выполненных работ, которые должны быть вынесены на отдельные листы формата А1.

Вторая глава посвящена кратким сведениям из теории кинематики кривошипно-шатунного механизма исследуемого двигателя. Поскольку в техническом задании на выполнение проекта даются только номинальная мощность, частота вращения на этом режиме, пределы изменения скоростного коэффициента, допустимое значение (не менее) коэффициента приспособляемости (для автомобильных двигателей) или номинального запаса крутящего момента (для тракторных двигателей), то студенты выполняют расчет цикла и динамический расчет на двух режимах

¹ Кастанеда Карлос. Искусство сновидения. Активная сторона бесконечности. Колесо времени / Перев. С англ. – М.: София, 2009. – 608 с.

(номинальном и максимального крутящего момента) с подробным обоснованием выбранных на каждом этапе расчета исходных данных, а также анализ полученных показателей и параметров. Для облегчения работы студентам в задании предлагается выбрать двигатель-прототип². После этого исследуется кинематика кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя.

В третьей главе приводятся краткие сведения по теории динамики кривошипно-шатунного механизма и уравнивания выбранного двигателя. Проводится анализ уравнивания поршневого двигателя, а также при необходимости уравнивание сил центробежных, инерции первого и второго порядков, а также их моментов. В заключение рассматривается равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя.

Четвертая глава посвящена расчету крутильных колебаний коленчатого вала автомобильных и тракторных двигателей. Даны без доказательств краткие сведения из теории: составление эквивалентной схемы крутильно-колеблющейся системы и определение частот ее собственных колебаний; гармонический анализ крутящих моментов; расчет вынужденных колебаний; выбор параметров резинового и жидкостного демпферов крутильных колебаний.

В пятой главе дан пример расчетно-пояснительной записки к реальному курсовому проекту с необходимыми пояснениями автора. Все необходимые для расчета зависимости приведены без выводов, так как автор стремился, не ограничиваясь простым их перечислением, дать компактное представление об идейных основах соответствующих разделов.

Пособие рассчитано как на аудиторную, так и самостоятельную работу студентов.

Автор с благодарностью примет замечания и предложения, которые могут появиться при практическом пользовании пособием. Замечания просим направлять их по адресу:

600000, Владимир, ул Горького, 87, кафедра «Тепловые двигатели и энергетические установки»,

E-mail: hotz@mail.ru; gotz@vlsu.ru

...обычно каждый педагог, каждый

² Прототип – это наиболее близкий аналог по технической сущности и по достигаемому результату при его использовании. Аналог – объект того же назначения, что и заявленный объект, сходный по технической сущности и по достигаемому результату при его использовании. (Инструкция по государственной научно-технической экспертизе изобретений (ЭЗ-2-74). М.: ВНИИПИ, 1982. – 76 с.

специалист в своей области искренне убежден, что он хорошо знает, что и как надо преподавать по его специальности и обычно весьма нетерпимо относится к другим мнениям по этим вопросам.

Л. Д. Кудрявцев³

ГЛАВА 1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ «ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЕЙ». СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.1. Цели и задачи дисциплины

Целями освоения дисциплины «Динамика двигателей» являются: формирование знаний в области динамики поршневых двигателей внутреннего сгорания, ознакомление студентов со схемами преобразующих механизмов ДВС, кинематикой и динамикой кривошипно-шатунных механизмов, способами уравнивания сил и моментов, от которых зависят не только общий уровень вибраций, но и производительность, ресурс, надежность и точность работы энергетической установки.

Задачи дисциплины – привитие навыков для определения сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме (КШМ), обеспечения методов балансировки двигателей, методов динамических расчетов, расчетов крутильных колебаний коленчатых валов и способов обеспечения надежной работы двигателей в составе энергетических установок.

Процесс изучения дисциплины направлен на формирование следующих компетенций:

– способность и готовность использовать информационные технологии, в том числе современные средства компьютерной графики в области динамики двигателей (ПК-1);

– способность демонстрировать знание кинематики и динамики двигателей внутреннего сгорания, способов балансировки двигателей (ПК-2);

– способность к обобщению, анализу, восприятию информации, постановке цели и выбору путей ее достижения (ОК-1);

– способность и готовность анализировать научно-техническую информацию, изучать отечественный и зарубежный опыт в области балансировки двигателей и демпфирования крутильных колебаний (ПК-6).

В результате освоения дисциплины студент должен:

³ Кудрявцев Л.Д. Мысли о современной математике и ее изучении. М.: Наука, 1977. – 112 с.

иметь представление: о методах анализа динамических процессов в поршневых двигателях, колебаний элементов двигателей, их влиянии на показатели двигателей, о способах балансировки;

знать:

– основные методы расчета и оценки нагрузок в основных нагруженных механизмах поршневых двигателей;

– методы балансировки двигателей;

– методы демпфирования колебаний в силовых цепях двигателей;

уметь:

– в профессиональной деятельности формулировать цель динамического анализа и применять кинематические и динамические расчеты для обеспечения высоких экологических и ресурсных показателей двигателей;

– выбрать способы балансировки двигателя, провести анализ возможности возникновения резонансных режимов;

иметь практические навыки:

– расчета противовесов, проведения гармонического анализа возмущающих моментов, расчета собственных частот колебаний крутильных систем, выявления опасных режимов работы;

– выбора конструкции демпферов колебаний.

Курсовой проект по дисциплине «Динамика двигателей» – это самостоятельная, оригинальная работа, выполняемая студентами в соответствии с заданием на проектирование, включающая в себя отбор, распределение и информатизацию материала о кинематике и динамике 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. При этом студенты используют учебные компьютерные программы для проведения расчетов, построения графиков и эскизных проектов деталей и узлов двигателей.

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 из двух-трех преподавателей кафедры при обязательном участии руководителя курсового проектирования и в присутствии студентов группы. Вопросы могут задавать 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, дается анализ допущенных неточностей при подготовке расчетно-пояснительной записки и графической части проекта.

1.2. Примерное задание на разработку курсового проекта по дисциплине «Динамика двигателей»

Провести кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма четырехтактного бензинового двигателя (или дизеля) номинальной мощности N_e кВт при частоте вращения n мин⁻¹, с коэффициентом приспособляемости $K \leq 1,16$ (или номинальным коэффициентом крутящего момента $\mu_n \leq 15\%$), скоростным коэффициентом $K_n \leq 0,72$.

Примечание. При выдаче задания на курсовой проект студентам указываются двигатели-прототипы, конструктивные параметры которых можно использовать при расчетах.

1.2.1. Содержание курсового проекта по разделу «Кинематика кривошипно-шатунного механизма»

1. Провести расчет цикла двигателя на двух режимах: максимального крутящего момента и номинальном, определить конструктивные параметры кривошипно-шатунного механизма (диаметр и ход поршня) по данным расчета и двигателя-прототипа. Построить индикаторную диаграмму $p = f(v)$, перестроить ее в зависимости от угла поворота кривошипа $p = f(\varphi)$.
2. Построить график перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа ($s_{\text{п}} = f(\varphi); v_{\text{п}} = f(\varphi); j_{\text{п}} = f(\varphi)$).
3. Построить график углового перемещения, скорости и ускорения качания шатуна в зависимости от угла поворота кривошипа ($\beta_{\text{ш}} = f(\varphi); \omega_{\text{ш}} = f(\varphi); \varepsilon_{\text{ш}} = f(\varphi)$).

1.2.2. Содержание курсового проекта по разделам «Динамика

кривошипно-шатунного механизма.» «Уравновешивание двигателей»

1. Приблизительно или по данным двигателя-прототипа определить массы деталей КШМ и цилиндро-поршневой группы. Подготовить исходные данные для проведения динамического расчета на двух режимах.
2. Выбрать схему уравновешивания центробежных сил инерции и их моментов неуравновешенных вращающихся масс и определить массы противовесов.
3. Выбрать схему уравновешивания сил инерции и их моментов от возвратно-поступательно движущихся масс, а также провести уравновешивания двигателя.
4. Выбрать схему кривошипов коленчатого вала (КВ) и провести динамический расчет по программе *Dinn*.
5. Показать, изменятся ли полярные диаграммы нагрузок на коренные шейки КВ с учетом уравновешивания и условные диаграммы их изнашивания.
6. Построить график удельных сил инерции $P_{j,уд}$ возвратно-поступательно движущихся масс, газовых $P_{г,уд}$ и суммарных сил $P_{s,уд}$ в прямоугольных координатах.
7. Определить суммарные удельные силы $N_{уд}$, $S_{уд}$, $K_{уд}$ и $T_{уд}$, а также индикаторные моменты двигателя на двух режимах, построить графики их в зависимости от угла поворота кривошипа.
8. Построить полярную диаграмму нагрузок на шатунную шейку КВ и условную диаграмму ее износа.
9. Построить полярную диаграмму нагрузок на наиболее нагруженную коренную шейку КВ и условную диаграмму износа.
10. Построить векторную диаграмму для определения величины и направления сил инерции первого и второго порядков.
11. Построить графики набегających моментов на шатунные и коренные шейки коленчатого вала.
12. Построить график суммарного индикаторного крутящего момента, определить степень и коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала.

1.2.3. Содержание курсового проекта по разделу «Исследование крутильных колебаний коленчатого вала»

1. Расчет эквивалентной системы коленчатого вала исследуемого двигателя (определение приведенных длин, масс и коэффициентов крутильной жесткости). Расчет рекомендуется проводить по программам «Koleno», «Moment» и «Frig».

2. Определение частот и форм колебаний приведенной эквивалентной системы.
3. Определение резонансных режимов по частотной диаграмме.
4. Гармонический анализ действующих крутящих моментов.
5. Определение амплитуд резонансных колебаний.
6. Определение дополнительных напряжений в КВ при резонансных колебаниях.
7. Разработка мероприятий по снижению амплитуд резонансных колебаний. Выбор демпфера крутильных колебаний.

1.2.4. Примерное содержание графической части проекта⁴

На листы формата А1 вынести:

1. Графики $s_{\Pi} = f(\varphi)$; $v_{\Pi} = f(\varphi)$; $j_{\Pi} = f(\varphi)$ и $\beta_{\text{ш}} = f(\varphi)$; $\omega_{\text{ш}} = f(\varphi)$; $\varepsilon_{\text{ш}} = f(\varphi)$.
2. Графики сил $P_{j,\text{уд}}$, $P_{г,\text{уд}}$, $P_{s,\text{уд}}$, $N_{\text{уд}}$, $S_{\text{уд}}$, $K_{\text{уд}}$ и $T_{\text{уд}}$, суммарных индикаторных моментов на двух режимах в зависимости от угла поворота кривошипа.
3. Полярные диаграммы нагрузок на шатунные и коренные шейки.
4. Графики набегающих моментов на шатунные и коренные шейки коленчатого вала.
5. Крутильные колебания (расчетная эквивалентная система, формы колебаний, частотная диаграмма, чертеж гасителя крутильных колебаний).

1.3. Общие замечания по главе 1

Тематика курсовых проектов должна быть комплексной, т. е. охватывать ряд взаимно связанных вопросов (см. п. 1.2.1). Один из частных вопросов темы (в нашем случае демпфирование крутильных колебаний) разрабатывается подробно с целью активизации работы студента над проектом и содействию проявления его самостоятельности.

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.

⁴ Курсовой проект выполняется студентами по индивидуальным заданиям и в случае необходимости в графическую часть проекта могут быть внесены изменения и дополнения с целью улучшения качества выполненной работы.

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» расчетными программами на ПЭВМ:

- расчет циклов ДВС, базирующихся на методике В.И. Гриневецкого-Е.К. Мазинга [1];
- 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 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).

Ничто не дается даром в этом мире, и приобретение знания – труднейшая из всех задач, с какими

ГЛАВА 2. КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

2.1. Кинематика поршня центрального кривошипно-шатунного механизма

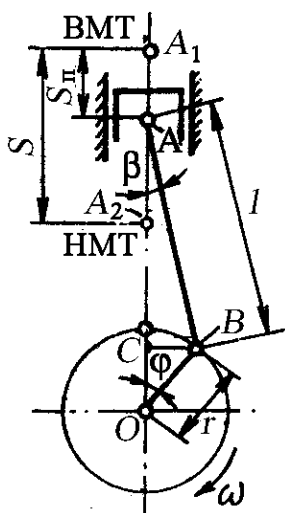


Рис. 1. Схема центрального кривошипно-шатунного механизма

Перемещение поршня $s_{\text{п}}$ кривошипно-шатунного механизма ДВС (рис. 1) определяется по формуле [1]

$$s_{\text{п}} = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (1)$$

где r — радиус кривошипа; φ — угол поворота кривошипа; $\lambda = r/L$ — безразмерный параметр КШМ (отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна L).

Значение этого параметра для автомобильных и тракторных двигателей находится в пределах $1/3 \dots 1/4$, (т. е. $0,31 \dots 0,24$); полный ход поршня $S = 2r$. Скорость поршня $v_{\text{п}}$ кривошипно-шатунного механизма ДВС равна:

$$v_{\text{п}} = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \quad (2)$$

Угол поворота кривошипа, при котором скорость поршня достигает максимального значения, может быть определен по зависимости:

$$\cos \varphi_{v_{\text{п}} \max} = -\frac{1}{4\lambda} + \sqrt{\left(\frac{1}{4\lambda} \right)^2 + \frac{1}{2}} \quad (3)$$

Средняя скорость поршня

$$c_m = (Sn)/30. \quad (4)$$

Ускорение поршня $j_{\text{п}}$ кривошипно-шатунного механизма ДВС определяется по формуле

$$j_{\text{п}} = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (5)$$

Максимальные значения ускорения поршня достигают при углах поворота кривошипа $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$

⁵ Кастанеда Карлос. Искусство сновидения. Активная сторона бесконечности. Колесо времени / Перев. С англ. — М.: София, 2009. — 608 с.

$$\left. \begin{aligned} j_{\varphi=0} &= r\omega^2(1+\lambda); \\ j_{\varphi=\pi} &= r\omega^2(1-\lambda). \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

2.2. Кинематика шатуна.

Угловое перемещение шатуна равно (см. рис. 1)

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi). \quad (7)$$

Угловая скорость качания шатуна $\omega_{\text{ш}}$ определяется после дифференцирования по времени t (принимая, что $\varphi = \omega t$) уравнения (7):

$$\omega_{\text{ш}} = \omega \lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} = \frac{\omega \lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \approx \omega \lambda \cos \varphi. \quad (8)$$

При $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$ угловая скорость имеет экстремальные значения

$$\omega_{\text{ш экстр.}} = \pm \omega \lambda.$$

Угловое ускорение качания шатуна определяется путем дифференцирования по времени уравнения (8)

$$\varepsilon_{\text{ш}} = \frac{d\omega_{\text{ш}}}{dt} = \frac{d\omega_{\text{ш}}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = -\frac{\omega^2 \lambda (1 - \lambda^2)}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} \sin \varphi \approx -\omega^2 \lambda \sin \varphi. \quad (9)$$

Экстремальные значения углового ускорения шатуна

$$\varepsilon_{\text{ш экстр.}} \approx \mp \omega^2 \lambda,$$

что имеет место при $\varphi = \pi/2$ и $\varphi = 3\pi/2$. При $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$ $\varepsilon_{\text{ш}} = 0$.

2.3. Кинематика дезаксиального кривошипно-шатунного механизма

Ход поршня дезаксиального механизма согласно рис. 2

$$\begin{aligned} S_{\text{д}} &= \overline{EA} - \overline{EA}_2 = \\ &= \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2} \end{aligned}$$

или

$$S_{\text{д}} = r \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)^2 - k^2} \right]. \quad (10)$$

Здесь $k = e/r$, где e – дезаксиал (см. рис. 2).

Перемещение поршня, скорость и ускорения кривошипно-шатунного дезаксиального механизма зависят от величины относительного смещения k . Для современных автомобильных и тракторных двигателей параметр k находится в пределах 0,05.. 0,20.

Перемещение поршня $s_{\text{п.д}}$ определяется по формуле

$$s_d = r \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} - \left(\cos \varphi + \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{2} \lambda k^2 + \lambda k \sin \varphi - \frac{1}{4} \lambda + \frac{1}{4} \lambda \cos 2\varphi\right) \right] \quad (11)$$

Скорость поршня $v_{п.д.}$ дезаксиального КШМ из (11)

$$v_{п.д.} = \frac{ds_d}{dt}$$

или

$$v_{п.д.} = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - \lambda k \cos \varphi \right). \quad (12)$$

Ускорение поршня $j_{п.д.}$ дезаксиального КШМ из

(12)

$$j_{п.д.} = \frac{dv_{п.д.}}{dt}$$

или

$$j_{п.д.} = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + \lambda k \sin \varphi). \quad (13)$$

Угловое перемещение шатуна дезаксиального

КШМ определяется по формуле

$$\beta = \arcsin[\lambda(\sin \varphi - k)], \quad (14)$$

Угловую скорость качания шатуна $\omega_{ш.д.} = d\beta/dt$

(из зависимости (14)) и **угловое ускорение качания**

шатуна $\varepsilon_{ш.д.} = d\omega_{ш.д.}/dt$ определяют по формулам

$$\omega_{ш.д.} = \lambda\omega \frac{\cos \varphi}{\left[1 - \lambda^2 (\sin \varphi - k)^2\right]^{1/2}}; \quad (15)$$

$$\omega_{ш.д.} \approx \lambda\omega \cos \varphi; \quad (15a)$$

$$\varepsilon_{ш.д.} = \lambda\omega^2 \frac{\lambda^2 \cos^2 \varphi (\sin \varphi - k) - \left[1 - \lambda^2 (\sin \varphi - k)^2\right] \sin \varphi}{\left[1 - \lambda^2 (\sin \varphi - k)^2\right]^{3/2}}. \quad (16)$$

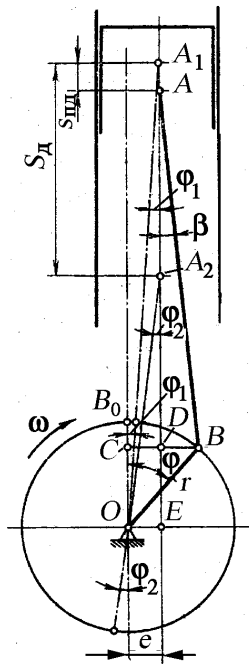
$$\varepsilon_{ш.д.} \approx \lambda\omega^2 \sin \varphi. \quad (16a)$$

Так же как и в центральном КШМ, угловое ускорение качания шатуна $\varepsilon_{ш.д.} = \varepsilon_{ш.д. \max}$ достигается при $\varphi = \pi/2$ и $3\pi/2$:

при $\varphi = \pi/2$

$$\varepsilon_{ш.д.} = -\frac{\lambda\omega^2}{\left[1 - \lambda^2 (\sin \varphi - k)^2\right]^{1/2}};$$

при $\varphi = 3\pi/2$



$$\varepsilon_{\text{ш.д.}} = \frac{\lambda \omega^2}{\left[1 - \lambda^2 (\sin \varphi + k)^2\right]^{1/2}}.$$

Вопросы для самопроверки

1. Какое допущение используется при определении угловой частоты вращения коленчатого вала?
2. Какое основное отличие центрального КШМ от дезаксиального?
3. Как определяется безразмерный параметр КШМ?
4. Почему в современных двигателях безразмерный показатель λ находится в пределах $1/3,2 \dots 1/4,2$? Какое влияние оказывает на работу двигателя?
5. Почему перемещение поршня условно представляют состоящим из двух гармонических перемещений? А можно ли представить из четырех или шести?
6. Чем объясняется то обстоятельство, что при повороте коленчатого вала на угол 90° в центральном КШМ поршень перемещается на величину, превышающей половину хода?
7. Почему скорость поршня представляется в виде суммы двух гармонических слагаемых первого и второго порядка?
8. При каком угле поворота кривошипа скорость поршня достигает максимального значения? Влияет ли параметр λ на величину этого угла?
9. В каком положении поршня – ВМТ или НМТ он достигает максимального ускорения? Почему?
10. При каком значении угла поворота коленчатого вала ускорение поршня достигает максимального значения? Почему?
11. Влияет ли безразмерный параметр λ на величину ускорения поршня?
12. Какое движение совершает шатун при вращении кривошипа ?
13. От чего зависит максимальное угловое перемещение шатуна ?
14. Как приближенно можно описать угловую скорость качания шатуна?

Нам тайны нераскрытые раскрыть пора –
 Лежат без пользы тайны, как в копилке, –
 Мы тайны эти с корнем вырвем у ядра –
 На волю пустим джина из бутылки.

В. С. Высоцкий⁶

ГЛАВА 3. ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. УРАВНОВЕШИВАНИЕ. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

3.1. Приведенные массы кривошипно-шатунного механизма

На рис. 3 показаны приведенные массы кривошипно-шатунного механизма, которые используются при расчете сил инерции. Массы, совершающие возвратно поступательное движение, сосредоточены на оси поршневого пальца:

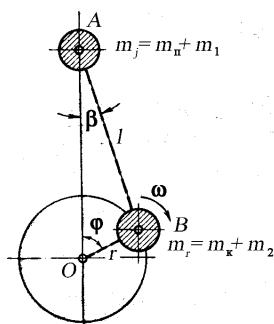


Рис. 3. Приведенные массы кривошипно-шатунного механизма

Здесь m_p – масса поршневого комплекта (поршень, поршневые кольца, поршневой палец); m_1 – часть массы шатуна $m_{ш}$, отнесенная к оси поршневого пальца [$m_1=(0,2\dots 0,3) m_{ш}$] [2].

Массы m_r , совершающие вращательное движение, приведены к оси шатунной шейки: $m_r = m_k + m_2$. Здесь m_2 – часть массы шатуна $m_{ш}$, отнесенная к оси шатунной шейки [$m_2=(0,8\dots 0,7) m_{ш}$] [2]; $m_k = m_{ш.ш.} + 2(m_{щ})_r$ – неуравновешенная масса кривошипа; $m_{ш.ш.}$ – масса шатунной шейки; $(m_{щ})_r$ – приведенная масса щеки.

Как известно, $(m_{щ})_r = m_{щ}(\rho/r)$, где ρ – расстояние от центра масс щеки до оси кривошипа; r – радиус кривошипа; $m_{щ}$ – действительная масса щеки.

В V-образных автомобильных и тракторных двигателях с коленом вала сочленяются два шатуна противоположащих цилиндров, поэтому:

$$m_r = m_k + 2m_2.$$

При наличии на коленах вала противовесов их масса также должна учитываться в расчете. Величины m_p , m_k и $m_{ш}$ при динамическом расчете вновь проектируемого двигателя выбираются из данных существующих конструкций (двигателей-прототипов). Для современных автомобильных и тракторных двигателей конструктивные массы m'_p , $m'_{ш}$, m'_k , т. е. массы,

⁶ Высоцкий В.С. Сочинения. В 2 т. Т. 1.– М.: Художеств. лит., 1991. – 639 с.

отнесенные к единице площади поршня F , находятся в пределах, приведенных в табл. 1.

Таблица 1

Значения удельных конструктивных масс $m' = m / F_{\Pi}$, кг/м²

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Бензиновые двигатели $D = 60 \dots 100$ мм	Дизели $D = 80 \dots 120$ мм
Поршневая группа m_{Π}^{**} : поршень из алюминиевого сплава	80...100	150...300
чугунный поршень	150...200	250...400
Шатун $m_{\text{ш}}^{***}$:	100...200	250...400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов $m_{\text{к}}^{***}$: стальной кованый вал (сплошные шатунные шейки);	150...200	200...400
чугунный литой вал (полые шатунные шейки)	100...200	150...300
Примечания: * Большие величины соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндров. ** Меньшие величины следует брать для двигателей с $S/D \leq 1$. *** Большие величины соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра D и V -образным двигателям с двумя шатунами на шейке. Меньшие величины – двигателям, у которых $S/D \leq 1$.		

3.2. Силы инерции

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяется как произведение массы m_j на ускорение поршня, взятое с обратным знаком, по формуле:

$$P_j = -m_j j_{\Pi} = -m_j r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (17)$$

или, если обозначить $(-m_j r \omega^2) = C$, то

$$P_j = C(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = C \cos \varphi + \lambda C \cos 2\varphi = P_{j1} + P_{j2}, \quad (18)$$

т. е. сила инерции P_j может быть представлена в виде суммы сил инерции первого и второго порядков.

Сила P_{j1} определяется как проекция на ось цилиндра изображающего вектора $C = -m_j r \omega^2$ (рис. 4, а), вращающегося с угловой скоростью ω .

Сила P_{j2} определяется как проекция на ось цилиндра вектора $\lambda C = -\lambda m_j r \omega^2$ (рис. 4, б), вращающегося с угловой скоростью 2ω . Наглядное представление об изменении величины и знака сил инерции первого P_{j1} и второго порядков P_{j2} дают их кривые, изображенные в полярных координатах (см. рис. 4).

Центробежная сила инерции K_r от вращающихся масс кривошипного механизма определяется по формуле

$$K_r = K_{rk} + K_{rm_2} = m_k r \omega^2 + m_2 r \omega^2 = (m_k + m_2) r \omega^2 = m_r r \omega^2. \quad (19)$$

Она все время направлена по радиусу кривошипа, постоянна по величине и приложена к центру B шатунной шейки колена (рис. 5). Перенесем силу K_r по линии ее действия в центр O вала, обозначим K'_r и разложим на две составляющие по координатным осям:

$$\left. \begin{aligned} K_{rx} &= -m_r r \omega^2 \cos \varphi, \\ K_{ry} &= m_r r \omega^2 \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

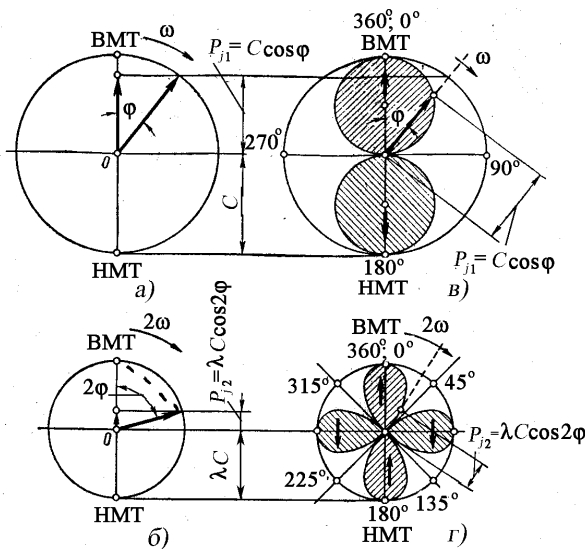


Рис. 4. Векторный метод определения сил инерции первого и второго порядков: *a* и *б* – векторные диаграммы; *в* и *г* – кривые изменения сил инерции в полярных координатах

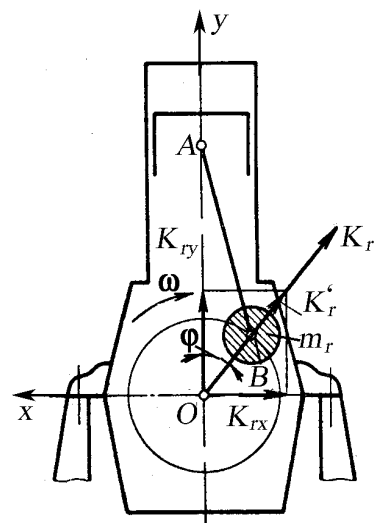


Рис. 5. Центробежная сила инерции вращающихся масс

Эти проекции гармонически меняются в зависимости от угла поворота коленчатого вала и, не будучи уравновешены внутри механизма, воздействуют через подшипники вала на картер и передаются опорам двигателя.

3.3. Уравновешивание сил инерции

Основная задача уравновешивания двигателя заключается в создании путем конструктивной компоновки такого сочетания отдельных неуравновешенных переменных по величине и по направлению сил инерции движущихся масс, при которой главный вектор \bar{R}_{r+j} и главный момент \bar{M}_{r+j} этих сил обратились бы в нуль (рис. 6), т. е.

$$\sum_{i=1}^n (\bar{P}_{j1})_i + \sum_{i=1}^n (\bar{P}_{j12})_i + \sum_{i=1}^n (\bar{K}_r)_i = \bar{R}_{r+j} = 0; \quad (21)$$

$$\sum_{i=1}^n (\bar{M}_{P_{j1}})_i + \sum_{i=1}^n (\bar{M}_{P_{j2}})_i + \sum_{i=1}^n (\bar{M}_{K_r})_i = \bar{M}_{r+j} = 0.$$

Здесь суммирование сил и их моментов производится по всем кривошипам n . На рис. 6 центробежные силы K_r , силы инерции первого и второго порядков P_{j1} и P_{j12} не показаны, так как их направление зависит от конкретной компоновки двигателя (V -образная или однорядная схема).

Силы K_r , P_{j1} и P_{j12} , всегда пересекающие ось двигателя, нормальны к ней; поэтому проекции этих сил на ось Oz (о выборе системы координат и определение знаков сил см. [2, 3]) и их моменты относительно этой оси всегда равны нулю. Следовательно, для соблюдения указанного условия уравновешенности необходимо лишь, чтобы были равны нулю суммы проекций этих сил или главный вектор \bar{R}_{r+j} на оси Ox и Oy , т.е. из (21)

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n (P_{j1x})_i + \sum_{i=1}^n (P_{j2x})_i + \sum_{i=1}^n (K_{rx})_i = R_{(r+j)x} = 0; \\ \sum_{i=1}^n (P_{j1y})_i + \sum_{i=1}^n (P_{j2y})_i + \sum_{i=1}^n (K_{ry})_i = R_{(r+j)y} = 0, \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

и суммы моментов этих сил или главного вектора \bar{M}_{r+j} относительно указанных осей

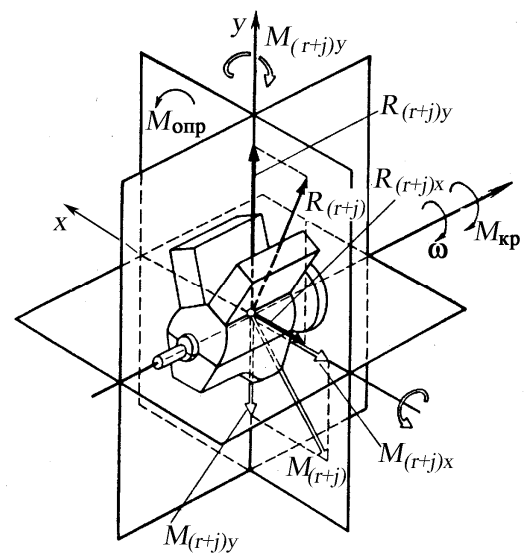


Рис. 6. Общие условия уравновешенности поршневого двигателя

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n (M_{xP_{j1}})_i + \sum_{i=1}^n (M_{xP_{j2}})_i + \sum_{i=1}^n (M_{xK_r})_i &= M_{(r+j)x} = 0; \\ \sum_{i=1}^n (M_{yP_{j1}})_i + \sum_{i=1}^n (M_{yP_{j2}})_i + \sum_{i=1}^n (M_{yK_r})_i &= M_{(r+j)y} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Переменность суммарного крутящего момента $M_{кр}$ и равного ему, но противоположно направленного опрокидывающего момента $M_{опр}$, воспринимаемого опорами, является второй причиной неуравновешенности двигателя. Повышение уравновешенности двигателя в этом случае достигается увеличением числа цилиндров и соблюдения равенства интервалов между рабочими ходами. Для большинства известных конструктивных схем поршневых двигателей условие (22) – (23) невыполнимо полностью без дополнительных устройств. Например, для четырехцилиндрового двигателя с валом, оси шатунных и коренных шеек которого лежат в одной плоскости (так называемый плоский вал) и с порядком работы цилиндров 1–3–4–2, силы инерции первого порядка в таком двигателе (рис. 7) взаимно уравновешиваются:

$$\sum P_{j1} = 2m_j r \omega^2 \cos \varphi + 2m_j r \omega^2 \cos(180^\circ + \varphi) = 0. \quad (24)$$

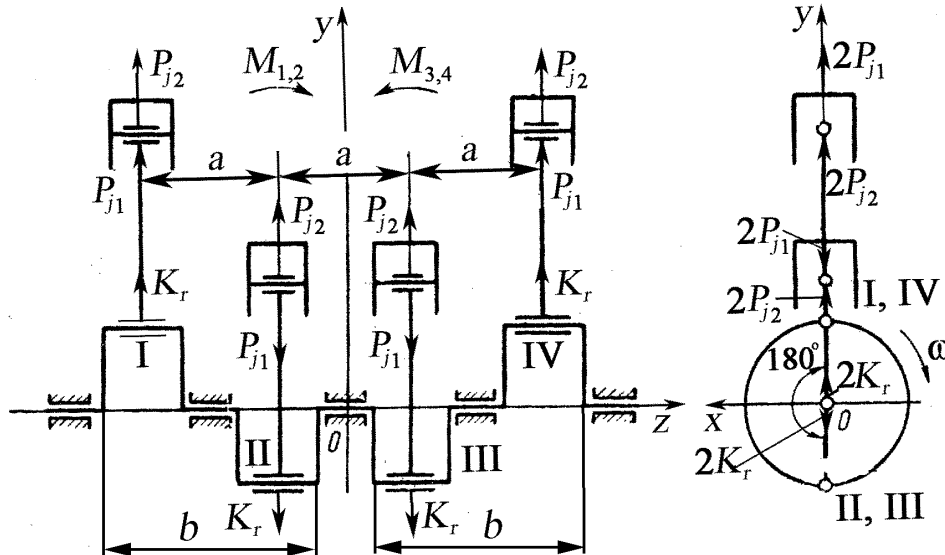


Рис. 7. Уравновешивание четырехцилиндрового двигателя с плоским валом

В зависимости (24) первая составляющая – силы инерции P_{j1} первого и четвертого цилиндра, вторая – второго и третьего цилиндров.

Направление сил P_{j1} и P_{j2} , а также центробежных сил K_r указано на рис. 7.

Силы инерции второго порядка при любом положении коленчатого вала равны между собой и имеют одинаковое направление. Равнодействующая этих сил равна:

$$\sum_{i=1}^4 P_{j2s} = 4m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\varphi. \quad (25)$$

Уравновешивание сил инерции второго порядка можно провести с помощью механизма Ланчестера [3, 4].

Моменты от сил инерции первого и второго порядков, как это ясно видно из чертежа (см. рис. 7, если взять суммы моментов этих сил относительно центра вала O), равны нулю: $\sum M_{P_{J1}} = 0$; $\sum M_{P_{J2}} = 0$.

Уравновешивание центробежных сил и их моментов четырёхцилиндрового двигателя⁷

Отметим, что рассматривая внешнюю неуравновешенность двигателя от действия центробежных сил и моментов (зависимости (22) – (23)), мы оценивали ее с точки зрения воздействия на его опоры.

Но эти силы остаются внутренними силовыми факторами для коленчатого вала и корпусных деталей. Это так называемая внутренняя неуравновешенность двигателя, которая дополнительно вызывает деформацию коленчатого вала и корпусных деталей. Например, для четырехколенного однорядного полноопорного коленчатого вала центробежные силы инерции относительно центра вала (точки O) взаимно уравновешены (рис. 8). Однако эти силы вызывают изгиб вала и изгибающие моменты, как внутренние силовые факторы уравновешиваются в среднем сечении вала (т. O , см. рис. 8, *a*).

Уравновешивание внутренних сил и моментов осуществляется теми же способами, что и внешних: выбором схемы коленчатого вала двигателя и применением дополнительных устройств.

Например, противовесы, расположенные по схеме рис. 8, *б*, поочередно уравновешивают силы инерции от центробежных сил кривошипов I-II и III-IV соответственно (см. рис. 8, *б*).

Центробежные силы $K_{\text{пр}} = (m_{\text{пр}})_r r \omega^2$ приведенных масс противовесов на продолжении первой и четвертой шеек создают пару сил с плечом b уравновешивая пару сил от центробежных сил неуравновешенных масс первого и второго кривошипов: $K_r a = K_{\text{пр}} b$ или $m_r r \omega^2 a = (m_{\text{пр}})_r r \omega^2 b$.

Откуда приведенная масса противовесов

$$(m_{\text{пр}})_r = \frac{a}{b} m_r.$$

⁷ В гл. 5 приводится как пример уравновешивание центробежных сил инерции и их моментов четырехцилиндрового четырехтактного двигателя. Вопросы уравновешивания сил инерции первого и второго порядков, а также их моментов двигателей других конструктивных схем подробно рассмотрены в [3].

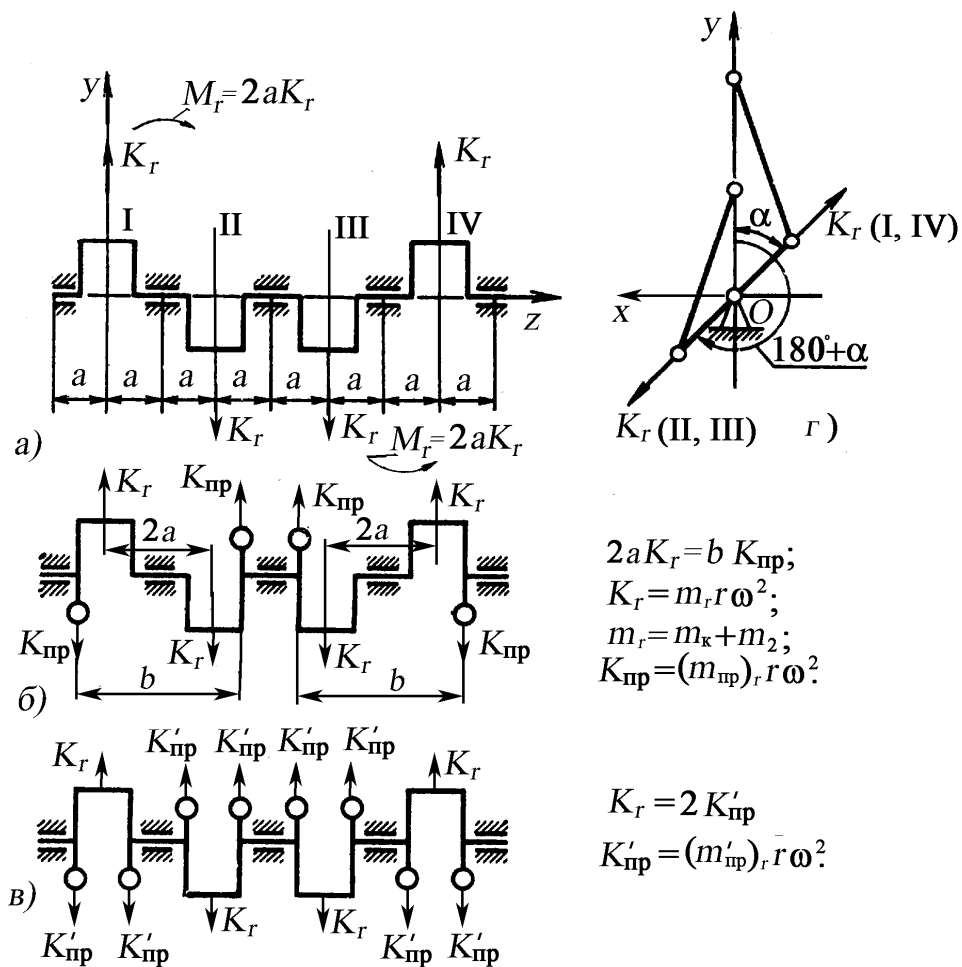


Рис. 8. Схемы уравнивания центробежных сил четырехцилиндрового рядного двигателя: $2a$ – межцилиндровое расстояние; b – расстояние между крайними щеками двух рядом расположенных кривошипов

Полная разгрузка коренных опор от действия местных моментов, создаваемых центробежными силами неуравновешенных масс кривошипов (см. рис. 8, в), произойдет после установки противовесов на продолжении всех щек. В этом случае центробежные сил от неуравновешенных масс кривошипа, совершающих вращательное движение, уравниваются внутри кривошипа. Приведенные массы противовесов в этом случае определяются из условия равенства (см. рис. 8, з) сил $K_r = 2K'_{пр}$ или $m_r r \omega^2 = 2(m_{пр})_r r \omega^2$. Откуда

$$(m_{пр})_r = 0,5m_r.$$

Как правило, для уменьшения массы противовесов уравнивают от 50 до 60 % внутренней неуравновешенности (т.е. массы противовесов уменьшают на 50...60 %).

3.4. Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Действующая по оси цилиндра сила давления газов P_{Γ} на поршень определяется по формуле

$$P_{\Gamma} = (p_{\Gamma} - p_0)F_{\Pi}, \quad (26)$$

где p_{Γ} – давление газов в цилиндре (давление над поршнем), МПа; p_0 – давление под поршнем, т. е. давление в картере двигателя (для четырехтактных двигателей с вентиляцией картера принимается равным атмосферному давлению, а для двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой равным давлению продувки), МПа; F_{Π} – площадь поршня (для дизелей – поперечного сечения цилиндра), м^2 .

Суммарная сила P_s , действующая на поршневой палец вдоль оси цилиндра, представляет собой алгебраическую сумму сил P_{Γ} и P_j :

$$P_s = P_{\Gamma} + P_j. \quad (27)$$

Обычно строят графики удельных сил $p'_{\Gamma} = P_{\Gamma}/F_{\Pi}$, $p'_j = P_j/F_{\Pi}$ и $p'_s = P_s/F_{\Pi}$, МПа, действующих в кривошипно-шатунном механизме: отношение величины силы P_{Γ} , P_j и P_s к площади поршня F_{Π} ($\text{Н}/\text{м}^2$). Это позволяет сравнивать нагрузки для двигателей, имеющих различные значения D и S .

Суммарная сила P_s , действующая вдоль оси цилиндра (рис. 9), может быть разложена на две составляющие: по направлению, перпендикулярному к оси цилиндра – боковая сила N и по направлению продольной оси шатуна – сила S .

Выражения для сил N и S записываются исходя из схемы, показанной на рис. 9:

$$N = P_s \operatorname{tg} \beta \quad (28)$$

или $N = P_s \lambda \sin \varphi$;

$$(28a)$$

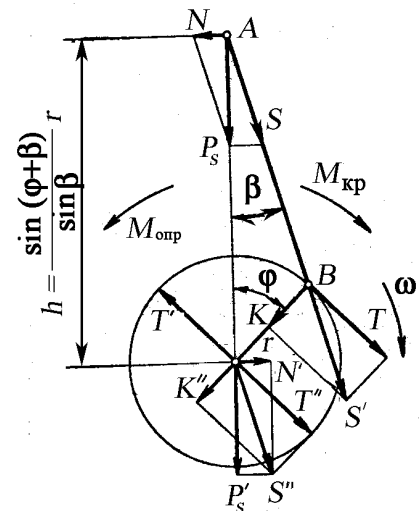


Рис. 9. Суммарные силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме

$$S = \frac{P_s}{\cos \beta} \quad (29)$$

или
$$S = \frac{P_s}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} = \frac{P_s}{1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi}. \quad (29a)$$

Если силу S перенести в точку B (см. рис. 9) и обозначить ее S' , то после разложения ее на две составляющие получим:

нормальную силу K , направленную по радиусу кривошипа

$$K = S' \cos(\varphi + \beta) = P_s \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \quad (30)$$

или
$$K = P_s \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = P_s (\cos \varphi - \lambda \sin^2 \varphi), \quad (30a)$$

а также *тангенциальную силу T* (перпендикулярно к ней и касательную к окружности радиуса кривошипа)

$$T = S' \sin(\varphi + \beta) = P_s \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (31)$$

или
$$T = P_s (\sin \varphi + \cos \varphi \operatorname{tg} \beta) = P_s (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi). \quad (31a)$$

Произведение силы T (формулы (31) или (31a)) на радиус кривошипа определяет индикаторный крутящий момент

$$M_{\text{кр}} = Tr = P_s \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} r = P_s r (\sin \varphi + \operatorname{tg} \beta \cos \varphi) \quad (32)$$

или
$$M_{\text{кр}} \approx Tr (\sin \varphi + \lambda \sin \varphi \cos \varphi) = Tr (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi) \quad (32a)$$

Формулы с индексом (a) ((28a) – (32a))⁸ получены после приближенной замены функций от угла β на зависимости от угла поворота кривошипа φ [2].

3.5. Усилия, действующие на шатунную шейку

На шатунную шейку кривошипа действуют силы: тангенциальная T , нормальная K и центробежная $K_{r_{\text{ш}}} = m_2 r \omega^2$, возникающая вследствие вращения (в расчетах принимается с постоянной угловой скоростью) части массы шатуна, приведенной к оси шатунной шейки.

Следовательно, результирующая сила $R_{\text{ш.ш}}$, действующая на шатунную шейку, определяется как векторная сумма:

$$\bar{R}_{\text{ш.ш}} = \bar{K} + \bar{T} + \bar{K}_{r_{\text{ш}}} = \bar{S} + \bar{K}_{r_{\text{ш}}}; \quad R_{\text{ш.ш}} = \sqrt{S^2 + K_{r_{\text{ш}}}^2}. \quad (33)$$

Так как $\bar{K} + \bar{T} = \bar{S}$, то уравнение (33) можно записать в виде

$$\bar{R}_{\text{ш.ш.}} = \bar{S} + \bar{K}_{r_{\text{ш}}}; \quad R_{\text{ш.ш.}} = \sqrt{S^2 + K_{r_{\text{ш}}}^2}. \quad (34)$$

Геометрическое место конца вектора силы $R_{\text{ш.ш.}}$ для различных значений угла φ представляет полярную диаграмму этой силы,

⁸ Пользуясь этими зависимостями можно вести расчет с использованием программы Microsoft Office Excel.

ориентированную относительно продольной вертикальной оси неподвижного кривошипа, вращение которого заменяется условно вращением цилиндра (или всего двигателя) в сторону, противоположную вращению коленчатого вала с угловой скоростью ω . В этом случае силы K и $K_{r_{ш}}$ всегда направлены вертикально, а T – горизонтально [1].

Выберем в системе прямоугольных координат вертикальную ось K с положительным направлением сверху вниз (в направлении принятого в динамике ДВС положительного направления K), горизонтальную – T с положительным направлением слева направо (рис. 10). Положительное направление осей выбрано нами в соответствии с принятыми положительными направлениями K и T . Так как сила $S = \sqrt{K^2 + T^2}$ сама представляет вектор суммы двух взаимно перпендикулярных векторов сил K и T , то для построения полярной диаграммы сил $R_{ш.ш}$ первоначально строят полярную диаграмму силы S , откладывая в прямоугольных координатах значения слагаемых K и T для различных углов φ и получая таким образом, соответствующие точки конца вектора S в соответствии с зависимостями (33) или (34).

Обозначив эти точки $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ и соединив их последовательно непрерывной плавной линией, будем иметь полярную диаграмму силы S с полюсом в точке O (см. рис. 10). Для получения полярной диаграммы результирующей силы $R_{ш.ш}$ достаточно в полученной полярной диаграмме силы S полюс O переместить по вертикали на величину вектора $K_{r_{ш}}$ в точку $O_{ш}$ (см. рис. 10).

Условная диаграмма износа строится следующим образом (рис. 11). Вычерчивается окружность, изображающая поперечное сечение шатунной шейки, и к ней прикладывают поочередно векторы сил $R_{ш.ш}$, переносимые с полярной диаграммы. От точки приложения каждого вектора в обе стороны откладывают дуги по 60° и на их основе проводят внутри круга кольцевые полосы, высота которых пропорциональна величине соответствующей силы $R_{ш.ш}$.

Постепенно наращиваемая суммарная для всех сил $R_{ш.ш}$ площадь этих полос в итоге представит поле износа шатунной шейки, а внутренняя огибающая кривая этого поля – условную диаграмму износа шейки.

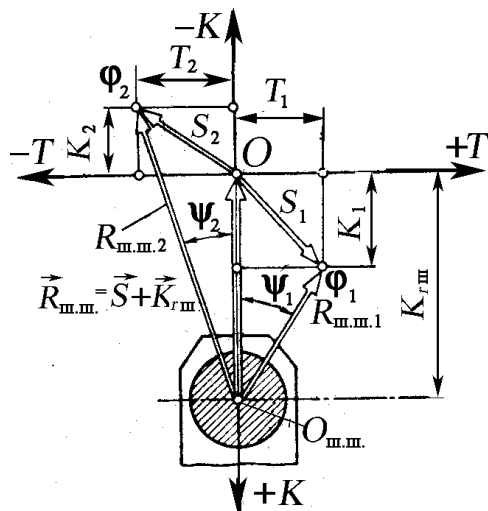


Рис. 10. Схема построения полярной диаграммы нагрузки шейки

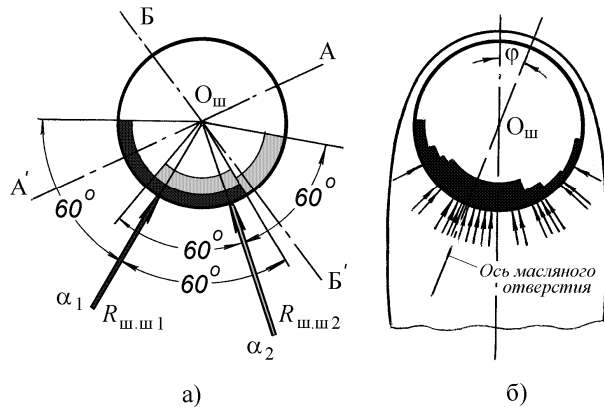


Рис. 11. Диаграмма износа шатунной шейки: а – схема построения, б – диаграмма износа на шатунную шейку

Условная диаграмма износа может быть построена также по точкам [4, 5, 6]. Для этого окружность, представляющую собой шатунную шейку коленчатого вала, делят шестью (или девятью) диаметральными лучами на равные 12 (или 18) частей (рис. 12). Вокруг шейки наносят направление векторов $R_{ш.ш.}$.

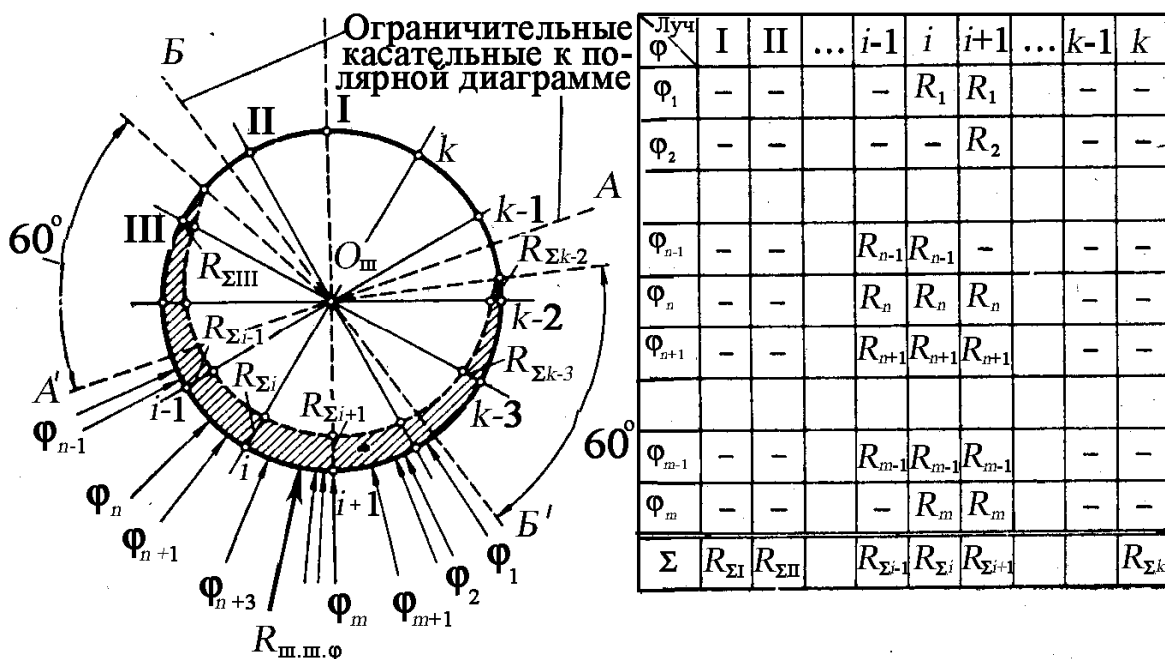


Рис. 12. Построение диаграммы износа шатунной шейки по точкам

В таблицу распределения векторов по лучам в графу каждого луча вписывают величины векторов $R_{ш.ш.}$, находящихся в пределах сектора, ограниченного линиями под углом 60° в обе стороны от этого луча. Найденные для каждого суммы $R_{\Sigma i} = \sum (R_{ш.ш. \phi})_i$ откладывают в выбранном масштабе от окружности к центру. Концы отрезков соединяют плавной

кривой, характеризующей условный износ шейки. Диаграмма износа показывает на шейке место наименьших давлений на нее, а, значит, там должно находиться отверстие для подвода масла к шатунному подшипнику.

3.6. Усилия, действующие на коренную шейку

На каждый кривошип вала действуют силы, приложенные к шатунной шейке $\bar{R}_{ш.ш}$, а также силы инерции K_r неуравновешенных масс кривошипа m_r и противовесов $m_{пр} - K_{пр}$.

Результирующую силу $R_{к.ш}$ воздействия коренной шейки вала на коренной подшипник коленчатого вала с симметричным кривошипом, можно найти графическим сложением сил $R_{к.ш}$, K_r и $K_{пр}$ передающим от двух смежных кривошипов (рис. 13). От каждого кривошипа передается (для симметричного кривошипа) половина усилия $R_{ш.ш}$, действующего на шатунную шейку, и половина центробежной силы K_{rk} . Следовательно,

$$\bar{R}_{к.ш} = 0,5\bar{R}'_{ш.ш} + 0,5\bar{K}'_{rk} + 0,5\bar{R}''_{ш.ш} + 0,5\bar{K}''_{rk} = 0,5(\bar{R}'_к + \bar{R}''_к) \quad (35)$$

Таким образом, для построения полярной диаграммы необходимо определить реакции на коренной опоре по (35) от двух соседних кривошипов. Из условия работы цилиндров можно заранее выбрать наиболее нагруженную коренную шейку. Так, например, для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1 – 3 – 4 – 2 наиболее нагруженной может быть вторая или четвертая коренные опоры, в соседних цилиндрах такт расширения происходит через $\varphi=180^\circ$ поворота коленчатого вала.

Если расчет ведется по программе *Dinn*, то в файле уу. с. приведены расчетные значения реакций R_x и R_y (ось x направлена слева направо, а ось y – вертикально) на каждую коренную опору коленчатого вала с учетом двух рядом расположенных кривошипов. Значения сил R_x и R_y , действующих на коренную шейку, заносим в таблицу, аналогичную на рис. 12, через $\alpha = 10^\circ$ поворота коленчатого вала. В выбранной прямоугольной системе координат по оси x откладываем R_x , а по оси y – R_y , графически определяя вектор $R_{к.ш} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$. Соединяя концы полученных векторов, получим полярную диаграмму нагрузок на коренные шейки коленчатого вала.

Для построения полярной диаграммы нагрузок на коренные шейки коленчатого вала с симметричными кривошипами можно также воспользоваться расчетом с помощью программы Microsoft Office Excel при известных значениях тангенциальных T_i и нормальных K_i сил в зависимости

от угла поворота кривошипа (рекомендуется составить предварительно таблицу изменения этих сил), придерживаясь следующего алгоритма.

Обозначим угол между первым и i -м кривошипом γ_i , первым и $(i+1)$ -м – γ_{i+1} (рис.14). Для упрощения полученных зависимостей принимаем, что все кривошипы расположены в четвертом квадранте.

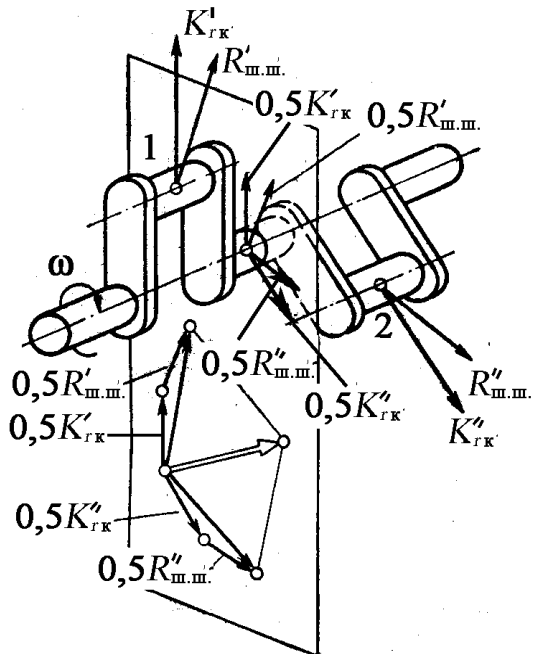


Рис. 13. Результирующая сила воздействия коренной шейки на опору

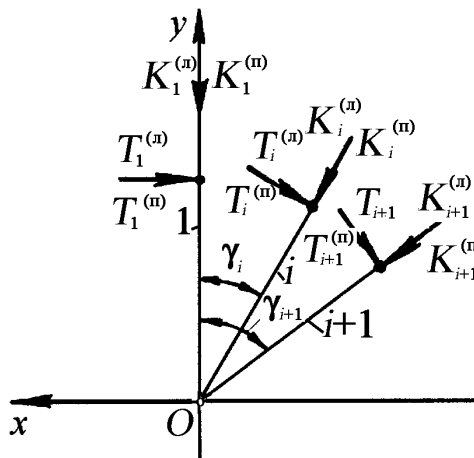


Рис. 14. Схема сил, действующих на 1-й, i -й и $(i+1)$ -й кривошипы

При таком положении координатных осей положительное направление тангенциальных сил T_j ($j=1...2$) на каждом кривошипе – от левого и правого шатунов (в направлении вращения вала), действующих перпендикулярно плоскости кривошипа, а также сил K_j ($j=1...2$), действующей в его плоскости к оси вала (см. рис. 14), создают на коренных опорах отдельно выделенного кривошипа реакции, направленные в положительном направлении выбранных нами координатных осей.

Реакция коренной опоры, на коренную шейку коленчатого вала, расположенную между отдельно выделенными i -м и $(i+1)$ -м кривошипами, может быть найдена как сумма реакций правой опоры i -го кривошипа и, кроме того, левой опоры $(i+1)$ -го кривошипа (примем, что кривошипы симметричные):

$$\left. \begin{aligned} R_x &= \left(\frac{T_i}{2} \pm R_{i,T} \right) \cos \gamma_i + \left(\frac{T_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,T} \right) \cos \gamma_{i+1} - \\ &\quad - \left(\frac{K_i}{2} \pm R_{i,K} \right) \sin \gamma_i - \left(\frac{K_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,K} \right) \sin \gamma_{i+1} \\ R_y &= \left(\frac{T_i}{2} \pm R_{i,T} \right) \sin \gamma_i + \left(\frac{T_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,T} \right) \sin \gamma_{i+1} + \\ &\quad + \left(\frac{K_i}{2} \pm R_{i,K} \right) \cos \gamma_i + \left(\frac{K_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,K} \right) \cos \gamma_{i+1} \end{aligned} \right\}, \quad (36)$$

где $R_{i,T}, R_{i,K}$ – реакции на правой опоре отдельно выделенного i -го кривошипа от внешних противовесов; $R_{i+1,T}, R_{i+1,K}$ – то же на левой опоре отдельно выделенного $i+1$ -го кривошипа.

После определения реакций $R_x = f_1(\varphi)$ и $R_y = f_2(\varphi)$ в соответствии с (36) полярная диаграмма и диаграмма износа строятся как и для шатунной шейки.

3.7. Суммарный индикаторный момент двигателя и набегающие моменты на коренные и шатунные шейки

Суммирование моментов по кривошипам и набегающих моментов на коренные шейки необходимо производить с учетом порядка работы цилиндров и соблюдением угловых смещений $\theta = 4\pi/i$ для четырехтактного двигателя и $\theta = 2\pi/i$ для двухтактного в соответствии с углами, под которыми расположены кривошипы. На рис. 15 показано изменение рабочего хода по цилиндрам четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с углом расклинки кривошипов 180° .

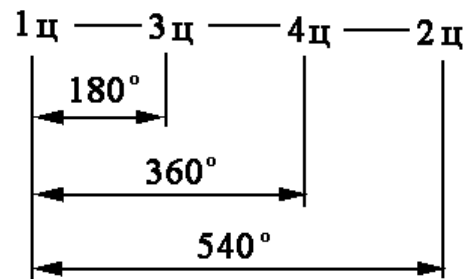


Рис. 15. Изменение рабочего хода по цилиндрам четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

Данные по величине крутящих моментов первого цилиндра можно взять из динамического расчета по программе *Dinn* или провести расчет по формулам (32) или (32а) с использованием индикаторной диаграммы. Крутящий момент от каждого цилиндра записывается в табл. 2 с учетом порядка работы цилиндров (см. рис. 15): второй цилиндр через 3π , третий – π ; четвертый – 2π (в табл. 2 значения моментов по сравнению с первым цилиндром выделены полужирным курсивом).

Таблица 2

Суммарный индикаторный момент четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

φ°, ПКВ	Значение крутящего момента по цилиндрам				Суммарный $M_{кр}$ двигателя
	1	2	3	4	
	$M_{1ц}$	$M_{2ц}$	$M_{3ц}$	$M_{4ц}$	
	1-й	2-й	3-й	4-й	
0	M_0	M_{18}	M_{54}	M_{36}	$M_0 + M_{18} + M_{54} + M_{36}$
10	M_1	M_{19}	M_{55}	M_{37}	$M_1 + M_{19} + M_{55} + M_{37}$
20	M_2	M_{20}	M_{56}	M_{38}	$M_2 + M_{20} + M_{56} + M_{38}$
.
.
.
170	M_{17}	M_{35}	M_{71}	M_{53}	$M_{17} + M_{35} + M_{71} + M_{53}$
180	M_{18}	M_{36}	M_0	M_{54}	$M_{18} + M_{36} + M_0 + M_{54}$
190	M_{19}	M_{37}	M_1	M_{55}	$M_{19} + M_{37} + M_1 + M_{55}$
.
.
.
350	M_{35}	M_{53}	M_{17}	M_{71}	$M_{35} + M_{53} + M_{17} + M_{71}$
360	M_{36}	M_{54}	M_{18}	M_0	$M_{36} + M_{54} + M_{18} + M_0$
370	M_{37}	M_{55}	M_{19}	M_1	$M_{37} + M_{55} + M_{19} + M_1$
.
.
.
530	M_{53}	M_{71}	M_{35}	M_{17}	$M_{53} + M_{71} + M_{35} + M_{17}$
540	M_{54}	M_0	M_{36}	M_{18}	$M_{54} + M_0 + M_{36} + M_{18}$
550	M_{55}	M_1	M_{37}	M_{19}	$M_{55} + M_1 + M_{37} + M_{19}$
.
.
.
700	M_{70}	M_{16}	M_{52}	M_{34}	$M_{70} + M_{16} + M_{52} + M_{34}$
710	M_{71}	M_{17}	M_{53}	M_{35}	$M_{71} + M_{17} + M_{53} + M_{35}$
720	M_0	M_{18}	M_{54}	M_{36}	$M_0 + M_{18} + M_{54} + M_{36}$

С учетом крутящих моментов от каждого кривошипа (см. табл. 2) в табл. 3 приведены набегающие моменты на коренные шейки коленчатого вала четырехцилиндрового четырехтактного двигателя. В каждый момент времени набегающий момент $M_{к.ш.}$ на вторую коренную шейку равен $M_{к.ш.2} = M_{1ц}$, где $M_{1ц}$ – крутящий момент первого цилиндра; На третью – $M_{к.ш.3} = M_{к.ш.2} + M_{2ц}$, на четвертую – $M_{к.ш.4} = M_{к.ш.3} + M_{3ц}$, а на пятую – $M_{к.ш.5} = M_{к.ш.4} + M_{4ц} = M_{кр}$.

Таблица 3

Набегающие моменты на коренные шейки коленчатого вала для
четырёхцилиндрового четырёхтактного двигателя

φ° , ПКВ	$M_{к.ш 2} =$ $=M_{1ц}$	$M_{2ц}$	$M_{к.ш 3} =$ $=M_{к.ш 2} +$ $+ M_{2ц}$	$M_{3ц}$	$M_{к.ш 4} =$ $= M_{к.ш 3} + M_{3ц}$	$M_{4ц}$	$M_{к.ш 5} =$ $= M_{к.ш 4} + M_{4ц}$
0	M_0	M_{18}	$M_0 + M_{18}$	M_{54}	$M_0 + M_{18} + M_{54}$	M_{36}	$M_0 + M_{18} + M_{54} + M_{36}$
10	M_1	M_{19}	$M_1 + M_{19}$	M_{55}	$M_1 + M_{19} + M_{55}$	M_{37}	$M_1 + M_{19} + M_{55} + M_{37}$
20	M_2	M_{20}	$M_2 + M_{20}$	M_{56}	$M_2 + M_{20} + M_{56}$	M_{38}	$M_2 + M_{20} + M_{56} + M_{38}$
.
..
170	M_{17}	M_{35}	$M_{17} + M_{35}$	M_{71}	$M_{17} + M_{35} + M_{71}$	M_{53}	$M_{17} + M_{35} + M_{71} + M_{53}$
180	M_{18}	M_{36}	$M_{18} + M_{36}$	M_0	$M_{18} + M_{36} + \mathbf{M_0}$	M_{54}	$M_{18} + M_{36} + \mathbf{M_0} + M_{54}$
190	M_{19}	M_{37}	$M_{19} + M_{37}$	M_1	$M_{19} + M_{37} + M_1$	M_{55}	$M_{19} + M_{37} + M_1 + M_{55}$
.
.
350	M_{35}	M_{53}	$M_{35} + M_{53}$	M_{17}	$M_{35} + M_{53} + M_{17}$	M_{71}	$M_{35} + M_{53} + M_{17} + M_{71}$
360	M_{36}	M_{54}	$M_{36} + M_{54}$	M_{18}	$M_{36} + M_{54} + M_{18}$	M_0	$M_{36} + M_{54} + M_{18} + \mathbf{M_0}$
370	M_{37}	M_{55}	$M_{37} + M_{55}$	M_{19}	$M_{37} + M_{55} + M_{19}$	M_1	$M_{37} + M_{55} + M_{19} + M_1$
.
.
530	M_{53}	M_{71}	$M_{53} + M_{71}$	M_{35}	$M_{53} + M_{71} + M_{35}$	M_{17}	$M_{53} + M_{71} + M_{35} + M_{17}$
540	M_{54}	M_0	$M_{54} + \mathbf{M_0}$	M_{36}	$M_{54} + \mathbf{M_0} + M_{36}$	M_{18}	$M_{54} + \mathbf{M_0} + M_{36} + M_{18}$
550	M_{55}	M_1	$M_{55} + M_1$	M_{37}	$M_{55} + M_1 + M_{37}$	M_{19}	$M_{55} + M_1 + M_{37} + M_{19}$
.
.
.
700	M_{70}	M_{16}	$M_{70} + M_{16}$	M_{52}	$M_{70} + M_{16} + M_{52}$	M_{34}	$M_{70} + M_{16} + M_{52} + M_{34}$
710	M_{71}	M_{17}	$M_{71} + M_{17}$	M_{53}	$M_{71} + M_{17} + M_{53}$	M_{35}	$M_{71} + M_{17} + M_{53} + M_{35}$
720	M_0	M_{18}	$M_0 + M_{18}$	M_{54}	$M_0 + M_{18} + M_{54}$	M_{36}	$M_0 + M_{18} + M_{54} + M_{36}$

С учетом табл. 2 и 3 в табл. 4 приведен порядок вычисления набегающих моментов на примере четырехцилиндрового рядного четырёхтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1–3–4–2 с симметричными кривошипами. При этом учитывается, что крутящий момент на каждую шатунную шейку в пределах кривошипа равен половине крутящего момента данного цилиндра.

Значение крутящего момента в начале такта расширения для каждого цилиндра в табл. 4 выделено курсивом. Как было показано выше, оно изменяется с периодом $\theta = 4\pi/4 = \pi$. Для V-образного двигателя необходимо учитывать суммарный крутящий момент, так как на одной шатунной шейке расположены два шатуна.

Таблица 4

Набегающие моменты на шатунные шейки коленчатого вала

для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

φ° , ПКВ	$M_{ш.ш1} =$ $=0,5M_{1ц}$	$M_{2ц}$	$M_{ш.ш2} =$ $=M_{к.ш2} +$ $+0,5M_{2ц}$	$M_{3ц}$	$M_{ш.ш3} =$ $= M_{к.ш3} + 0,5M_{3ц}$	$M_{4ц}$	$M_{ш.ш4} =$ $= M_{к.ш4} + 0,5M_{4ц}$
0	0,5M₀	M ₁₈	M₀ + 0,5M ₁₈	M ₅₄	M _{к.ш.3} + 0,5M ₅₄	M ₃₆	M _{к.ш.4} + 0,5M ₃₆
10	0,5M ₁	M ₁₉	M ₁ + 0,5M ₁₉	M ₅₅	M _{к.ш.3} + 0,5M ₅₅	M ₃₇	M _{к.ш.4} + 0,5M ₃₇
20	0,5M ₂	M ₂₀	M ₂ + 0,5M ₂₀	M ₅₆	M _{к.ш.3} + 0,5M ₅₆	M ₃₈	M _{к.ш.4} + 0,5M ₃₈
.
.
.
170	0,5M ₁₇	M ₃₅	M ₁₇ + 0,5M ₃₅	M ₇₁	M _{к.ш.3} + 0,5M ₇₁	M ₅₃	M _{к.ш.4} + 0,5M ₅₃
180	0,5M ₁₈	M ₃₆	M ₁₈ + 0,5M ₃₆	M₀	M _{к.ш.3} + 0,5 M₀	M ₅₄	M _{к.ш.4} + 0,5M ₅₄
190	0,5M ₁₉	M ₃₇	M ₁₉ + 0,5M ₃₇	M ₁	M _{к.ш.3} + 0,5M ₁	M ₅₅	M _{к.ш.4} + 0,5M ₅₅
.
.
.
350	0,5M ₃₅	M ₅₃	M ₃₅ + 0,5M ₅₃	M ₁₇	M _{к.ш.3} + 0,5M ₁₇	M ₇₁	M _{к.ш.4} + 0,5M ₇₁
360	0,5M ₃₆	M ₅₄	M ₃₆ + 0,5M ₅₄	M ₁₈	M _{к.ш.3} + 0,5M ₁₈	M₀	M _{к.ш.4} + 0,5 M₀
370	0,5M ₃₇	M ₅₅	M ₃₇ + 0,5M ₅₅	M ₁₉	M _{к.ш.3} + 0,5M ₁₉	M ₁	M _{к.ш.4} + 0,5M ₁
.
.
.
530	0,5M ₅₃	M ₇₁	M ₅₃ + 0,5M ₇₁	M ₃₅	M _{к.ш.3} + 0,5M ₃₅	M ₁₇	M _{к.ш.4} + 0,5M ₁₇
540	0,5M ₅₄	M₀	M ₅₄ + 0,5 M₀	M ₃₆	M _{к.ш.3} + 0,5M ₃₆	M ₁₈	M _{к.ш.4} + 0,5M ₁₈
550	0,5M ₅₅	M ₁	M ₅₅ + 0,5M ₁	M ₃₇	M _{к.ш.3} + 0,5M ₃₇	M ₁₉	M _{к.ш.4} + 0,5M ₁₉
.
.
.
700	0,5M ₇₀	M ₁₆	M ₇₀ + 0,5M ₁₆	M ₅₂	M _{к.ш.3} + 0,5M ₅₂	M ₃₄	M _{к.ш.4} + 0,5M ₃₄
710	0,5M ₇₁	M ₁₇	M ₇₁ + 0,5M ₁₇	M ₅₃	M _{к.ш.3} + 0,5M ₅₃	M ₃₅	M _{к.ш.4} + 0,5M ₃₅
720	0,5M₀	M ₁₈	M₀ + 0,5M ₁₈	M ₅₄	M _{к.ш.3} + 0,5M ₅₄	M ₃₆	M _{к.ш.4} + 0,5M ₃₆

3.8. Равномерность крутящего момента и равномерность хода

Для суждения о степени равномерности изменения суммарного индикаторного крутящего момента двигателя обычно пользуются коэффициентом *неравномерности крутящего момента* [6, 7, 8]

$$\mu = \frac{M_{i \max} - M_{i \min}}{M_{i \text{cp}}}, \quad (37)$$

где $M_{i\max}$, $M_{i\min}$, $M_{i\text{ср.}}$ – соответственно максимальный, минимальный и средний индикаторный крутящий момент.

Равномерность вращения коленчатого вала двигателя, характеризуется коэффициентом неравномерности хода

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}, \quad (38)$$

Если приближенно принять, что средняя угловая скорость

$$\omega_{\text{ср.}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2},$$

то избыточная работа $L_{\text{изб.}}$ крутящего момента, пропорциональная площади над прямой $M_{\text{сопр.}}$

$$I_0 = \frac{L_{\text{изб.}}}{\delta \omega_{\text{ср.}}^2} \quad \text{и} \quad \delta = \frac{L_{\text{изб.}}}{I_0 \omega_{\text{ср.}}^2}, \quad (39)$$

где I_0 – приведенный к оси коленчатого вала момент инерции вращающихся масс.

Вопросы для самопроверки

1. Как можно построить кривую крутящего момента для многоцилиндрового двигателя?
2. Как определяется угловой интервал между рабочими ходами в цилиндрах?
3. Как определяется среднее значение суммарного крутящего момента двигателя?
4. Что такое эффективный крутящий момент? Чем он отличается от индикаторного?
5. Для чего нужно найти набегающие моменты на коренные шейки?
6. Для чего определяются набегающие моменты на шатунные шейки?
7. Как определяются максимальные и минимальные крутящие моменты, действующие на коренные и шатунные шейки коленчатого вала?
8. Можно ли без построения графиков набегающих моментов определить размах крутящего момента на шатунной и коренной шейках коленчатого вала?
9. . Как проверяется правильность расчета суммарной тангенциальной силы на последнем кривошипе?

Тот, кто встал на путь знания, должен обладать огромным воображением. На пути знания ничто не бывает таким ясным, как нам бы того хотелось.

*Карлос Кастанеда*⁹

ГЛАВА 4. КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

4.1. Общие сведения

Расчет коленчатого вала на крутильные колебания можно условно разделить на следующие этапы [4]:

- замены реальной системы коленчатого вала, а иногда и трансмиссии, упрощенной расчетной или эквивалентной системой;
- определения частот и относительных амплитуд свободных колебаний расчетной системы при отсутствии периодически меняющихся внешних нагрузок на вал;
- гармонического анализа крутящих моментов от сил газов и сил инерции, действующих на колена вала, а также оценки моментов внутренних сопротивлений двигателя;
- определения резонансных режимов и амплитуд колебаний масс расчетной системы при резонансе;
- определения напряжений и запаса прочности коленчатого вала с учетом крутильных колебаний;
- изыскания возможностей устранения или уменьшения недопустимо больших напряжений, возникающих от крутильных колебаний.

Рассматриваемая при расчете приведенная упрощенная колеблющаяся система по собственным частотам и формам крутильных колебаний в динамическом отношении должна быть эквивалентной действительной системе, что обеспечивается, как было сказано ранее, равенством как потенциальных, так и кинетических энергий обеих систем.

Эквивалентную систему принято считать состоящей из отрезков цилиндрического вала постоянного диаметра, не обладающего массой, но имеющего крутильную жесткость участков действительного вала GI_p (G – модуль упругости материала вала второго рода; I_p – полярный момент

⁹ Кастанеда Карлос. Искусство сновидения. Активная сторона бесконечности. Колесо времени / Пер. с англ. – М.: София, 2009. – 608 с.

инерции, определяемый, как правило, по диаметру коренных шеек), а также из сосредоточенных масс, при выборе которых учтены массы всех подвижных элементов рассматриваемой системы (маховик, валы, колена, шатуны, поршни, а иногда и детали трансмиссии).

Обычно такое допущение несущественно влияет на результаты расчета. Приведение действительной колеблющейся системы к эквивалентной расчетной сводится к определению *приведенных длин* и *приведенных моментов инерции*. При этом приведении для большей точности расчетов желательно учитывать не только подвижные элементы двигателя, связанные с его коленчатым валом (детали кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы), но и подвижные элементы трансмиссии, не изолированные от крутильных колебаний двигателя упругим элементом или карданным валом.

4.2. Составление эквивалентной схемы крутильно-колеблющейся системы

Приведенные длины. Обычно приведенную длину колена коленчатого вала определяют по следующим полуэмпирическим формулам [4]:

а) по формуле С.П. Тимошенко, учитывающей поправки на переходы от шеек к щеке (рис. 16):

$$l_0 = (l_{к.ш} + 0,9h) + (l_{ш.ш} + 0,9h) \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{d_{ш.ш}^4 - \delta_{ш.ш}^4} + 0,9r \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{hb^3}; \quad (40)$$

б) по формуле В.С. Картера, применяемой для коленчатых валов форсированных двигателей:

$$l_0 = (l_{к.ш} + 0,8h) + 0,75l_{ш.ш} \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{d_{ш.ш}^4 - \delta_{ш.ш}^4} + 1,5r \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{hb^3}; \quad (41)$$

в) по формуле С.С. Зиманенко, учитывающей влияние не только переходов, но и перекрытия шеек вала:

$$l_0 = \left(l_{к.ш} + 0,6 \frac{h}{l_{к.ш}} d_{к.ш} \right) + \left(0,8l_{ш.ш} + 0,2 \frac{b}{r} d_{к.ш} \right) \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{d_{ш.ш}^4 - \delta_{ш.ш}^4} + \frac{r}{\Phi} \cdot \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{hb^3}, \quad (42)$$

где $\Phi = \sqrt{d_{ш.ш}/r}$ – коэффициент, характеризующий влияние перекрытия шеек.

г) по формуле Хельдта

$$l_0 = (l_{к.ш} + 0,4h) + 1,096l_{ш.ш} \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{d_{ш.ш}^4 - \delta_{ш.ш}^4} + 1,284r \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{hb^3}. \quad (43)$$

Для кривошипа коленчатого вала податливость колена $1/c_k$ равна сумме податливостей коренной $1/c_{к.ш}$ и шатунной $1/c_{ш.ш}$ шеек и двух щек $2/c_{щ}$, т. е.

$$\frac{1}{c_k} = \frac{1}{c_{к.ш}} + \frac{1}{c_{ш.ш}} + \frac{2}{c_{щ}}.$$

Приведенные длины носка и хвостовика коленчатого вала, если это требуется для уточнения приведенной длины крутильно-колеблющейся системы рекомендуется вычислить по формулам, приведенным в [4].

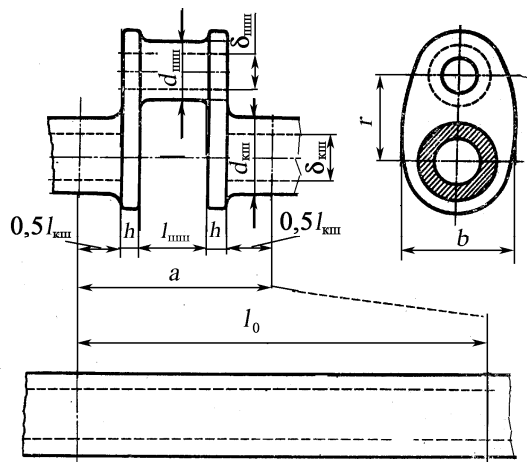


Рис. 16. Приведение длины колена вала

Приведение масс. Момент инерции коренной шейки коленчатого вала равен

$$I_{к.ш} = I_{p_{к.ш}} l_{к.ш} \rho, \quad (44)$$

где $I_{p_{к.ш}} = \frac{\pi d_{к.ш}^4}{32}$ – полярный момент инерции сечения коренной шейки; $l_{к.ш}$ – длина коренной шейки; ρ – плотность металла коленчатого вала.

Момент инерции шатунной шейки

коленчатого вала относительно его оси равен

$$\begin{aligned} I_{ш.ш} &= I_{0_{ш.ш}} + m_{ш.ш} r^2 = I_{p_{ш.ш}} l_{ш.ш} \rho + F_{ш.ш} l_{ш.ш} \rho r^2 = \\ &= (I_{p_{ш.ш}} + F_{ш.ш} r^2) l_{ш.ш} \rho, \end{aligned} \quad (45)$$

где $I_{0_{ш.ш}}$ – момент инерции шатунной шейки относительно оси, проходящей через ее центр тяжести; $m_{ш.ш}$ – масса шатунной шейки; r – радиус кривошипа; $l_{ш.ш}$ – длина шатунной шейки; $F_{ш.ш}$ – площадь поперечного сечения шейки.

Момент инерции щеки обычно определяют как алгебраическую сумму моментов инерции элементов простой формы, на которые разбивают щеку,

$$I_{щ} = \sum_{i=1}^{i=n} (I_{0i} + m_i r_i^2), \quad (46)$$

где I_{0i} – момент инерции элемента относительно оси, проходящей через его центр масс; m_i – масса элемента; r_i – радиус инерции (расстояние от центра масс элемента до оси вращения).

Момент инерции коренной шейки коленчатого вала равен

$$I_{к.ш} = I_{p_{к.ш}} l_{к.ш} \rho, \quad (47)$$

где $I_{p_{к.ш}} = \frac{\pi d_{к.ш}^4}{32}$ – полярный момент инерции сечения коренной шейки; $l_{к.ш}$ – длина коренной шейки; ρ – плотность металла коленчатого вала.

Момент инерции шатунной шейки коленчатого вала относительно его оси в соответствии с (15) равен

$$I_{ш.ш} = (I_{p_{ш.ш}} + F_{ш.ш}r^2)l_{ш.ш}\rho, \quad (48)$$

где $I_{p_{ш.ш}}$ – момент инерции шатунной шейки относительно оси, проходящей через ее центр тяжести; ρ – плотность шатунной шейки; r – радиус кривошипа; $l_{ш.ш}$ – длина шатунной шейки; $F_{ш.ш}$ – площадь поперечного сечения шейки.

Зависимости (40)-(48) позволяют определить параметры приведенной крутильной системы коленчатого вала поршневого двигателя (рис. 16). На этапе проектирования некоторые параметры крутильно-колеблющейся системы коленчатого вала можно определить приближенно по данным статистического анализа [9].

Для определения параметров крутильной системы на стадии проектирования введем безразмерные величины: приведенные коэффициенты жесткости кривошипов $c_{\varphi r}$, моменты инерции моторных масс I_r , моментов инерции маховиков I_{Mr} в зависимости от конструктивных параметров и основных показателей двигателя:

диаметра цилиндра D , хода поршня S , среднего эффективного давления p_e , угловой скорости вращения коленчатого вала ω , номинальной мощности N_e [4, 5, 6, 7]:

$$c_{\varphi r} = \frac{c_{\varphi}}{D^2 S p_e}; \quad I_r = \frac{I \omega^2}{D^2 S p_e}; \quad I_{Mr} = \frac{I_M \omega^3}{N_e}. \quad (49)$$

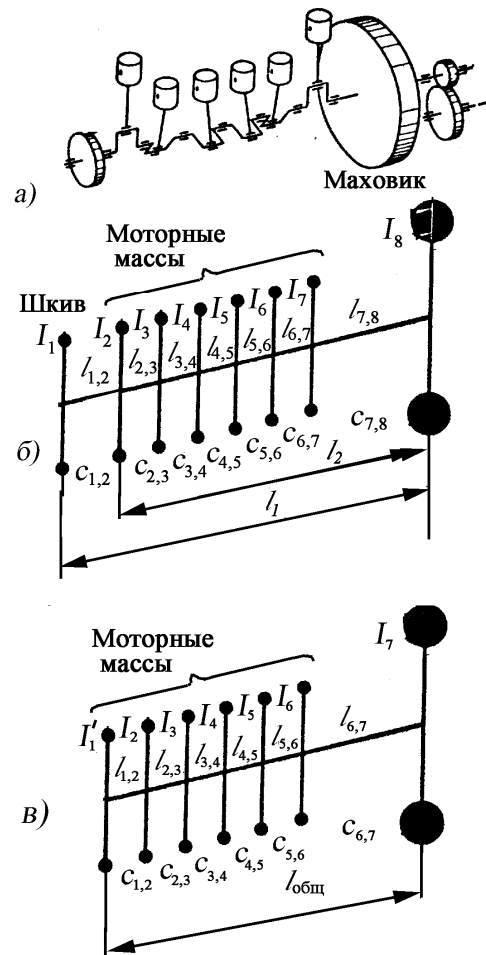


Рис. 17. Схема колеблющейся системы шестицилиндрового двигателя: а – крутильная система; б – эквивалентная восьмимассовая система; в – эквивалентная семимассовая система

Здесь $c_{\varphi r}$ – приведенный коэффициент жесткости одного кривошипа, Н·м·рад⁻¹; I – приведенный момент инерции одной моторной массы двигателя, кг·м² ($I/2$ – для V-образных двигателей, у которых на одной шатунной шейке расположены два шатуна); I_M – приведенный момент инерции маховика, кг·м²; D – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м; p_e – среднее эффективное давление, Па;

$\omega = \pi n_n / 30$ – номинальная угловая скорость вращения коленчатого вала, рад·с⁻¹ (n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹); N_e – номинальная мощность, Вт.

На основании статистического анализа конструктивных параметров для большинства однотипных дизелей и бензиновых двигателей с демпферами крутильных колебаний установлено, что для вероятности $P = 0,95$ средние значения и доверительные интервалы этих величин равны [4, 6, 7]: $\bar{C}_{\varphi r} = 1100 \pm 70$; $\bar{I}_r = 1,735 \pm 0,673$; $\bar{I}_{Mr} = 122 \pm 47$. Это позволяет по формуле (49) определить значения коэффициентов жесткости c_{φ} , момента инерции моторной массы I и маховика I_M . Это решение приближенное, но на этапе проектирования, когда конструктивные параметры двигателя неизвестны, это позволяет составить параметры крутильно-колеблющейся системы.

4.3. Определение частот собственных колебаний эквивалентной системы

Дифференциальные уравнения, характеризующие свободные колебания многомассовой системы, имеют вид (рис. 18):

$$I_i \ddot{\varphi}_i - c_{i-1,i} (\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_{i,i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0, \quad (i = 1, 2, 3 \dots n) \quad (50)$$

где полагается $c_{0,1} = c_{n,n+1} = 0$.

Собственные колебания из (50) описываются решениями вида [6]

$$\varphi_i = a_i \sin(\omega_c t + \varepsilon), \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n), \quad (51)$$

где a_i – амплитуда колебаний¹⁰; ω_c – собственная угловая частота колебаний; ε – фазовый угол.

Подставив решения (51) в систему уравнений собственных колебаний (50), получим уравнения, связывающие амплитуду A_i и частоту ω_c или в

¹⁰ Примем, что в решении (51) после деления на амплитуду первой массы уравнения (51) и (52) записаны в относительных величинах.

развернутом виде:

$$\begin{aligned}
 & -I_1 a_1 \omega_c^2 + c_{1,2}(a_1 - a_2) = 0; \\
 & -I_2 a_2 \omega_c^2 - c_{1,2}(a_1 - a_2) + c_{2,3}(a_2 - a_3) = 0; \\
 & -I_3 a_3 \omega_c^2 - c_{2,3}(a_2 - a_3) + c_{3,4}(a_3 - a_4) = 0; \\
 & -I_4 a_4 \omega_c^2 - c_{3,4}(a_3 - a_4) + c_{3,5}(a_4 - a_5) = 0; \\
 & \dots \\
 & -I_i a_i \omega_c^2 - c_{i-1,i}(a_{i-1} - a_i) + c_{i,i+1}(a_i - a_{i+1}) = 0; \\
 & \dots \\
 & -I_n a_n \omega_c^2 - c_{n-1,n}(a_{n-1} - a_n) = 0.
 \end{aligned}
 \tag{52}$$

($i=1,2,3,\dots, n$)

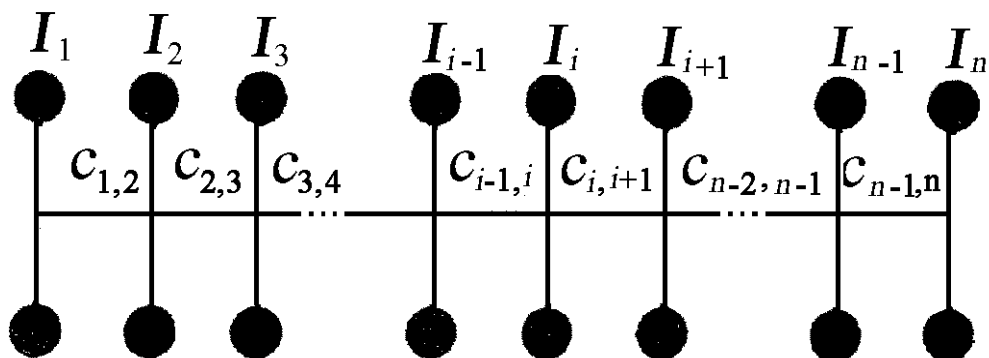


Рис. 18. Многомассовая крутильная система: I_i – моменты инерции масс; $c_{i,j}$ – коэффициенты крутильной жесткости между массами

В полученной системе (52) из первого уравнения достаточно просто можно определить a_2 через a_1 . Если каждое уравнение, начиная со второго, сложить со всеми предыдущими (второе – с первым и третьим и т.д.), то придем к эквивалентной системе:

$$\begin{aligned}
a_2 &= a_1 - \frac{1}{c_{1,2}} I_1 a_1 \omega_c^2; \\
a_3 &= a_2 - \frac{1}{c_{2,3}} (I_1 a_1 + I_2 a_2) \omega_c^2; \\
a_4 &= a_3 - \frac{1}{c_{3,4}} (I_1 a_1 + I_2 a_2 + I_3 a_3) \omega_c^2; \\
&\dots\dots\dots \\
a_i &= a_{i-1} - \frac{1}{c_{i-1,i}} (I_1 a_1 + I_2 a_2 + I_3 a_3 + \dots + I_{i-1} a_{i-1}) \omega_c^2; \\
&\dots\dots\dots \\
a_n &= a_{n-1} - \frac{1}{c_{\varphi, n-1}} (I_1 a_1 + I_2 a_2 + I_3 a_3 + \dots + I_{n-1} a_{n-1}) \omega_c^2; \\
&- (I_1 a_1 + I_2 a_2 + \dots + I_n a_n) \omega_c^2 = 0. \tag{53}
\end{aligned}$$

В последнем уравнении системы (53) должен быть опущен множитель ω_c^2 , поскольку тривиальное решение ($\omega_c=0$) в рассматриваемой задаче постороннее ($\omega_c \neq 0$).

Наиболее часто употребляемый метод остатка для отыскания собственных угловых частот ω_c на ПЭВМ сводится к следующему. Задаваясь какими-либо значениями ω_c и относительной амплитудой первой массы a_1 (например, $a_1=1$), рекуррентным образом (последовательной подстановкой в систему (53)) определяем a_1, \dots, a_n , после чего находим остаток $R = I_1 a_1 + I_2 a_2 + \dots + I_n a_n$. Таким образом, задача состоит в подборе ω_c , чтобы $R=0$ (рис. 18). Последнее можно осуществить, просчитывая R , начиная с произвольного значения ω_c с каким либо шагом $\Delta\omega_c$. Замечая перемену знака R , локализуем исходную частоту на интервале длины $\Delta\omega_c$, которую делим до требуемой точности. Интерполяцией можно найти то значение частоты ω_c , при котором $R=0$. Это и будет искомая собственная частота ω_c .

После расчета частот ω_c (при $R=0$), строят формы колебаний, характеризующие свободные колебания с данными частотами (рис. 19).

В автомобильных и тракторных двигателях без наддува практический интерес представляет только первая форма колебаний – одноузловая, с круговой частотой ω_{cI} . Для быстроходных двигателей практическое значение может иметь и вторая форма колебаний – двухузловая, с частотой ω_{cII} .

Более высокие формы крутильных колебаний существенной опасности для коленчатого вала не представляют, так как их частота находится за пределами рабочего диапазона частот вращения вала и не может вызвать резонанс.

Как видно из рис. 20, в зоне узлов колебаний линии формы имеют наибольший наклон, определяемый по формуле

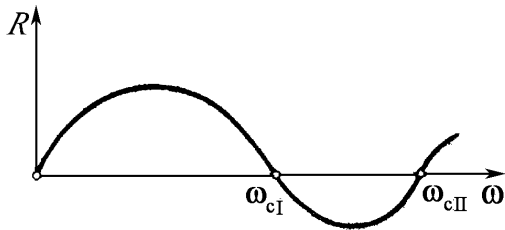


Рис. 19. Определение частот свободных крутильных колебаний многомассовой системы по методу остатка

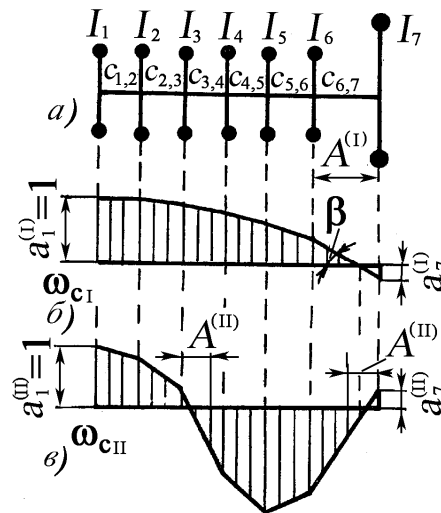


Рис. 20. Форма колебаний шестиколенчатого вала: *a* – эквивалентная схема; *б* – одноузловая форма колебаний; *в* – двухузловая форма; *A* – наиболее напряженные участки вала

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{a_i - a_{i+1}}{l_{i+1,i}}$$

что характеризует соответственный участок коленчатого вала как наиболее напряженный. На рис. 20 эти участки вала отмечены символом *A*.

4.4. Гармонический анализ крутящих моментов

Возмущающий момент от действия газовых сил и сил инерции в *i*-м цилиндре представим в виде

$$M_i = \sum_{k=0,5}^N M_{i,k}^a \sin(k\omega t + \beta_{i,k} + k\delta_i) = \sum_{k=0,5}^N (P_i \sin k\omega t + L_i \cos k\omega t); \quad (54)$$

$$P_i = M_{i,k}^a \cos(\beta_{i,k} + k\delta_i); L_i = M_{i,k}^a \sin(\beta_{i,k} + k\delta_i),$$

где *N* – число гармоник (для четырехтактных двигателей – 0,5; 1,0; 1,5; ... *N*, двухтактных – 1, 2,0, ..., *N*); $M_{i,k}^a$ – амплитуда *k*-й гармоники возмущающего

момента M_i , действующего в i -м цилиндре от газовых и инерционных сил, Н·м; $\beta_{i,k}$ – ее фазовый угол, град; δ_i – угол поворота коленчатого вала между вспышками в первом и i -ом цилиндрах двигателя, град.

На рис. 21 приведены графики амплитуд гармоник тангенциальной силы газов T , приходящейся на 1 см² площади поршня, в зависимости от среднего крутящего момента для четырехтактных бензинового двигателя и дизеля.

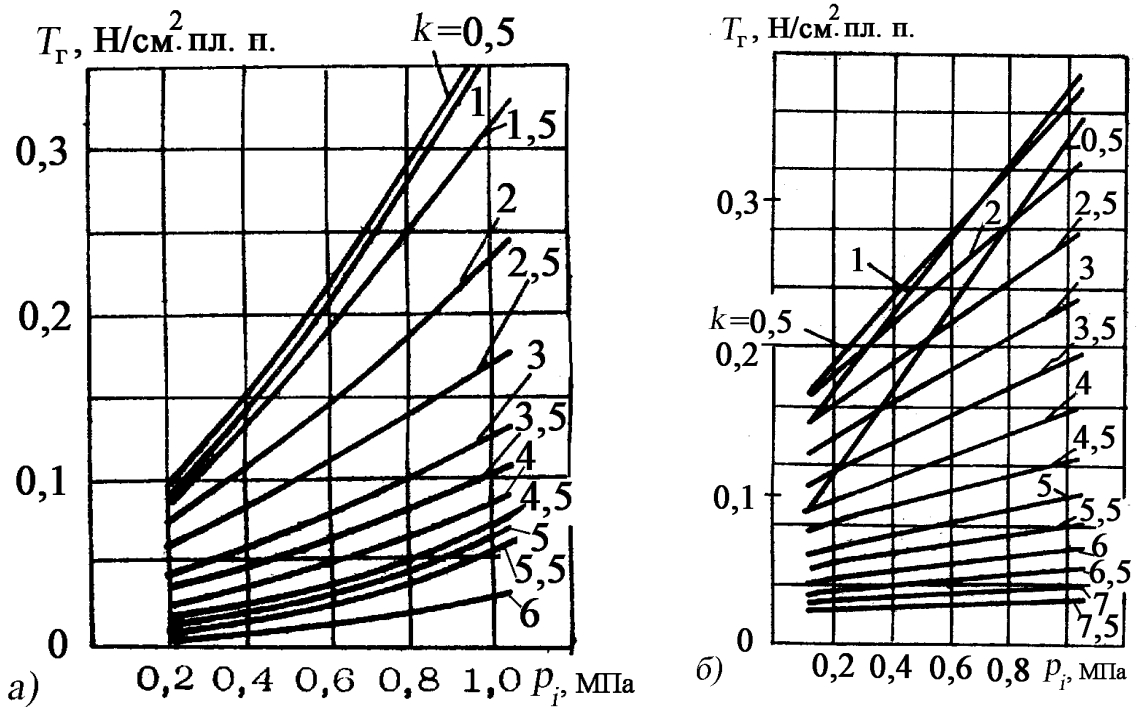


Рис. 21. Амплитуды гармоник тангенциальной силы газов, приходящейся на единицу площади поршня: *a* – бензинового двигателя; *б* – дизеля

4.5. Расчет вынужденных колебаний

Действительная амплитуда колебаний первой моторной массы при резонансных колебаниях многомассовой эквивалентной системы равна

$$\Phi_{k1} = \frac{M_k^a}{\xi \omega_c} \cdot \frac{A_{i \sum \bar{a}_i}}{\sum_{i=1}^{i=n-1} a_i^2} = \frac{M_k^a}{\xi \omega_c} \cdot \frac{\sqrt{\left(\sum_{i=1}^{n-1} a_i \sin k \delta_i \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{n-1} a_i \cos k \delta_i \right)^2}}{\sum_{i=1}^{i=n-1} a_i^2}, \quad (55)$$

где M_k^a – амплитуда гармонических возбуждающих моментов при резонансе k -й гармоники; ξ – коэффициент демпфирования моторной массы; ω_c – круговая частота собственных колебаний системы; $A_{i \sum \bar{a}_i}$ – модуль равнодействующего вектора амплитуд относительных перемещений (геометрическая сумма амплитуд колебаний масс, эквивалентных коленам

вала двигателя), найденных при определении собственных колебаний; $\sum_{i=1}^{i=n-1} a_i^2$
 – сумма квадратов относительных амплитуд.

Заметим

$$A_{i\Sigma \bar{a}_i} = \sqrt{\left(\sum_1^{n-1} a_i \sin k\delta_i\right)^2 + \left(\sum_1^{n-1} a_i \cos k\delta_i\right)^2}, \quad (56)$$

Ориентировочные значения удельных коэффициентов демпфирования ξ' (отнесенные к площади поршня) в одном цилиндре двигателя можно принять по данным табл. 5.

Таблица 5

Коэффициенты демпфирования моторных масс

Тип двигателя	$\xi' \cdot 10^{-6}$, Н·с/м ³
Автомобильный бензиновый двигатель	0,15...0,20
Автомобильный дизель	0,2...0,4
Тракторный дизель	0,4...0,5

Для кривошипно-шатунных механизмов поршневых двигателей по Видлеру [4, 8]

$$\xi = 0,79 \xi' D^2 r^2 \cdot 10^{-8}, \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}, \quad (57)$$

где D – диаметр цилиндра, м; r – радиус кривошипа.

По Хольцеру [10]

$$\xi = 0,41 I_0 \omega, \quad (58)$$

где I_0 – эквивалентный момент инерции масс кривошипно-шатунного механизма, кг·м²; ω – круговая частота колебаний массы.

Для автомобильных и тракторных двигателей при резонансных колебаниях обычно подразумевают резонансы одноузловой или двухузловой форм колебаний как результат действия гармоник того или иного порядка.

Наиболее опасные гармоники определяются по фазовым диаграммам.

Для многоколенного вала гармонические моменты, действующие на колено вала, будут такими же, как и на первом колене, но сдвинутыми по фазе в соответствии с порядком работы цилиндров. Если на первом колене четырехтактного двигателя гармонический момент k -го порядка (следуя (54))

$$M_{k1} = M_{k1}^a \sin(k\varphi + \beta_{k1}),$$

то на i -м колене гармонический момент этого же порядка

$$M_{ki} = M_{k1}^a \sin[k(\varphi + \delta_i) + \beta_{k1}] = M_{k1}^a \sin[k\varphi + (\beta_{k1} + k\delta_i)],$$

где δ_i – угол поворота коленчатого вала за промежуток времени между началом рабочих циклов в первом и i -м цилиндрах; $\varphi = \omega t$ – текущее значение угла поворота коленчатого вала; β_{k1} – фазовый угол.

Из условия равномерности хода и равных интервалов между рабочими ходами (угол между коленами вала) для четырехтактного двигателя должен быть $\theta = 4\pi/i$, где i – число цилиндров (для двухтактных – $\theta = 2\pi/i$). Таким образом, для четырехтактного четырехцилиндрового двигателя с порядком работы 1 – 3 – 4 – 2 (углы между коленами $0 - \pi - \pi - 2\pi$) углы поворота коленчатого вала за промежуток времени между началом рабочих циклов в первом, третьем, четвертом и пятом цилиндрах θ_i : $0 - \pi - 2\pi - 3\pi - 4\pi$ ¹¹.

Сравнивая гармонические моменты k -го порядка на первом и i -м коленах, можно сделать заключение, что если начальная фаза на первом колене равна β_{k1} , то на i -м $\beta_{ki} = \beta_{k1} + k\delta_i = \beta_{k1} + k\theta_i$, где θ_i – угол поворота коленчатого вала за промежуток времени между началом рабочих циклов в первом и i -м цилиндрах (из условия равных интервалов между рабочими ходами). Таким образом, сдвиг фаз между амплитудами моментов k -го порядка на i -м и первом коленах

$$\beta_{ki} - \beta_{k1} = k\theta_i, \quad (a)$$

так как если этот сдвиг по фазе равен или кратен 2π , то на все колена вала одновременно действуют амплитудные гармонические составляющие момента. При совпадении их частоты с одной из собственных частот колебаний вала эти синхронно действующие гармонические составляющие возбуждают резонансные колебания с большой амплитудой.

Обычно сдвиг по фазе между амплитудами момента k -го порядка на i -м колене по отношению к амплитудному значению момента того же порядка на первом колене представляют графически так называемыми фазовыми (векторными) диаграммами гармоник.

Порядок построения фазовых диаграмм рассмотрим на примере построения их для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1 – 3 – 4 – 2. Сначала рассчитывают сдвиг фаз. Из условия равномерности хода угол между коленами $\theta = (4\pi)/4 = \pi$.

По этому углу, воспользовавшись формулой (a), вычисляют сдвиг по фазе между амплитудами моментов k -го порядка на отдельных коленах вала двигателя по отношению к первому колену:

$$\begin{aligned} \text{на третьем колене} \quad \beta_{k3} - \beta_{k1} &= k\theta_3 = k\pi; \\ \text{на четвертом колене} \quad \beta_{k4} - \beta_{k1} &= k\theta_4 = 2k\pi; \\ \text{на втором колене} \quad \beta_{k2} - \beta_{k1} &= k\theta_2 = 3k\pi; \end{aligned}$$

¹¹ Первое колено при последующем цикле работы двигателя.

на первом колене $\beta'_{k1} - \beta_{k1} = k4\pi = 4k\pi$.

Результаты расчета сдвига фаз на разных коленах для гармоник $k = 1/2; 1; 1\frac{1}{2}; 2; 2\frac{1}{2}$ и 3 сведены в табл.6.

Таблица 6

Сдвиг фаз в четырехцилиндровом четырехтактном рядном двигателе

№ колена	Расчетные формулы $\beta_{ki} - \beta_{k1} = k\theta_i$	Сдвиг фаз при разных гармониках					
		$1/2$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
3	$\theta_3 = \pi$ $k\pi$	$\pi/2$	π	$3\pi/2$	2π	$5\pi/2$	3π
4	$\theta_4 = 2\pi$ $2k\pi$	π	2π	3π	4π	5π	6π
2	$\theta_2 = 3\pi$ $3k\pi$	$3\pi/2$	3π	$9\pi/2$	6π	$15\pi/2$	9π
1	$\theta_1 = 4\pi$ $4k\pi$	2π	4π	6π	8π	10π	12π

Фазовые диаграммы представляют собой окружности с отложенными в них углами, соответствующими сдвигу фаз. На первом колене сдвиг фаз принимают равным нулю, а векторы амплитудных значений гармоник моментов первого колена откладывают вверх. Рабочий цикл двигателя на фазовых диаграммах изображается в виде окружности, поэтому при четырехтактном двигателе на одной окружности (2π) укладывается два оборота коленчатого вала. Проведем расчеты сдвига фаз для двух- и трехцилиндровых четырехтактных рядных двигателей (так как это было проведено для четырехцилиндрового, см. табл. 6), а по результатам расчета на рис. 22 построим фазовые гармоник. Из рис. 22, а – для двухцилиндрового двигателя с кривошипами под углом $\delta = \pi$ (угол расклинки кривошипов) следует, что самыми опасными являются 2-я, 4-я, и 6-я гармоники. Действительно все векторы амплитудных значений моментов при этих гармониках направлены в одну сторону, следовательно, они действуют синхронно на все колена вала. Такие гармоники обычно называют *главными*. Сильными являются гармоники $1/2; 1\frac{1}{2}; 2\frac{1}{2}; 3\frac{1}{2}; 4\frac{1}{2}; \dots$

Для двухцилиндрового четырехтактного двигателя с кривошипами под углом $\delta = 2\pi$ (см. рис. 22, б) следует, что главными являются 1-я, 2-я, и 3-я гармоники. Сильные гармоники отсутствуют.

Для трехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы рабочих ходов в цилиндрах 1–3–2 и кривошипами под углами $\delta = 2\pi/3$ (см. рис. 22, в) следует, что главными являются $1\frac{1}{2}$ -я, 3-я, и $4\frac{1}{2}$ -я гармоники. Сильные гармоники отсутствуют.

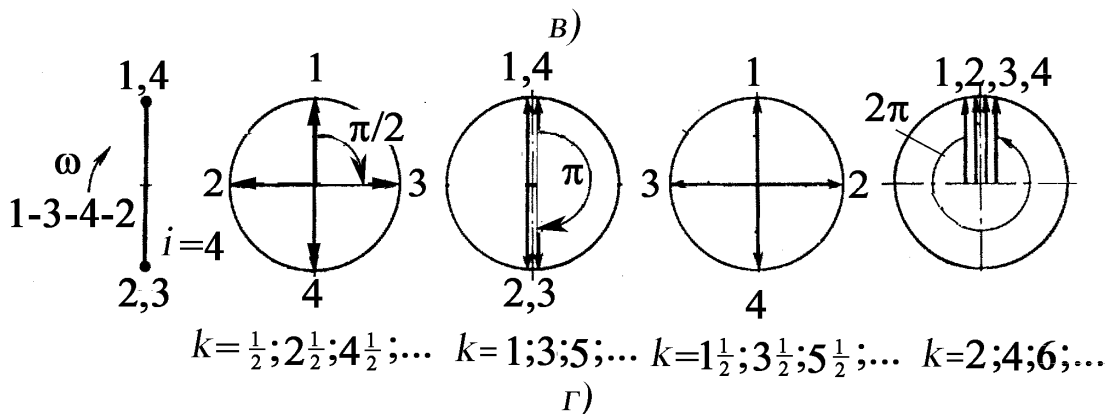
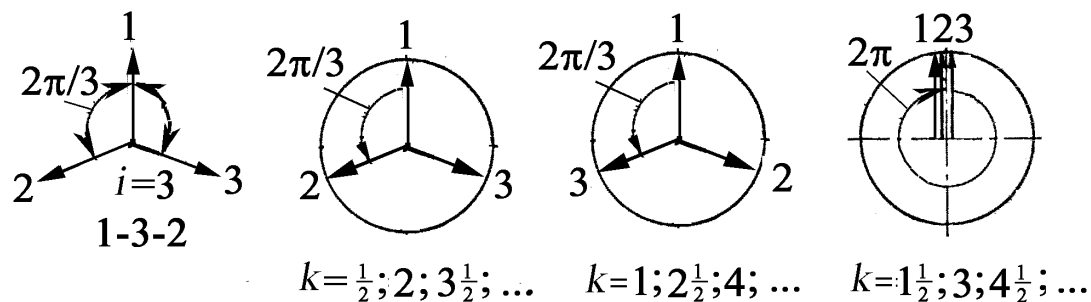
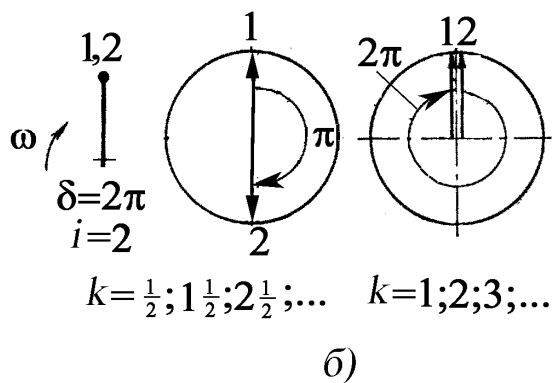
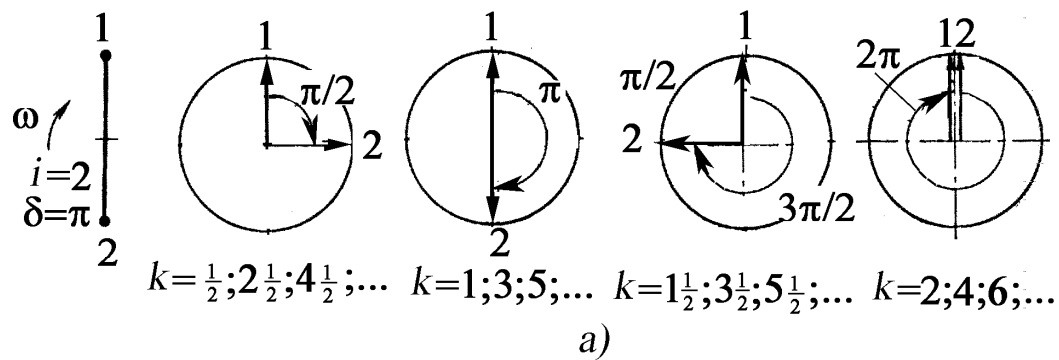


Рис. 22. Фазовые диаграммы гармоник однорядных четырехтактных двигателей: а – двухцилиндровых с кривошипами под углом π ; б – двухцилиндровых с кривошипами под углом 2π ; в – трехцилиндровых; г – четырехцилиндровых

Для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с кривошипами под углом $\delta = 2\pi$ (см. рис. 22, з и табл. 6) следует, что главными для него являются 2-я, 4-я, и 6-я гармоники. Сильные гармоники отсутствуют.

Определять резонансные частоты вращения удобно по частотной диаграмме (рис. 23), на которой по оси ординат отложены частоты свободных колебаний n_{ci} (число колебаний в минуту), а по оси абсцисс – частота вращения коленчатого вала двигателя n , мин^{-1} . На диаграмме в виде пучка прямых показаны зависимости $n_{ci} = kn$.

Резонансная частота вращения коленчатого вала двигателя определяется по формуле

$$n_{p.ki} = \frac{n_{ci}}{k} \quad (59)$$

По формуле (59) определяют резонансную, или критическую частоту вращения коленчатого вала для k -й гармоники по первой и второй формам колебаний

$n_{p.kI} = n_{cI}/k$ и $n_{p.kII} = n_{cII}/k$, мин^{-1} . Здесь n_{cI} и n_{cII} – собственные частоты колебаний крутильной системы соответственно при первой и второй формах колебаний.

Как это следует из фазовых диаграмм, если все векторы амплитудных значений моментов при этих гармониках направлены в одну сторону, следовательно, они действуют синхронно на все колена вала. Такие гармоники обычно называются *главными*. Менее опасными, но более сильными, чем другие, являются гармоники, порядок которых кратен числу в 2 раза меньшему, чем число вспышек в цилиндрах двигателя за один оборот коленчатого вала

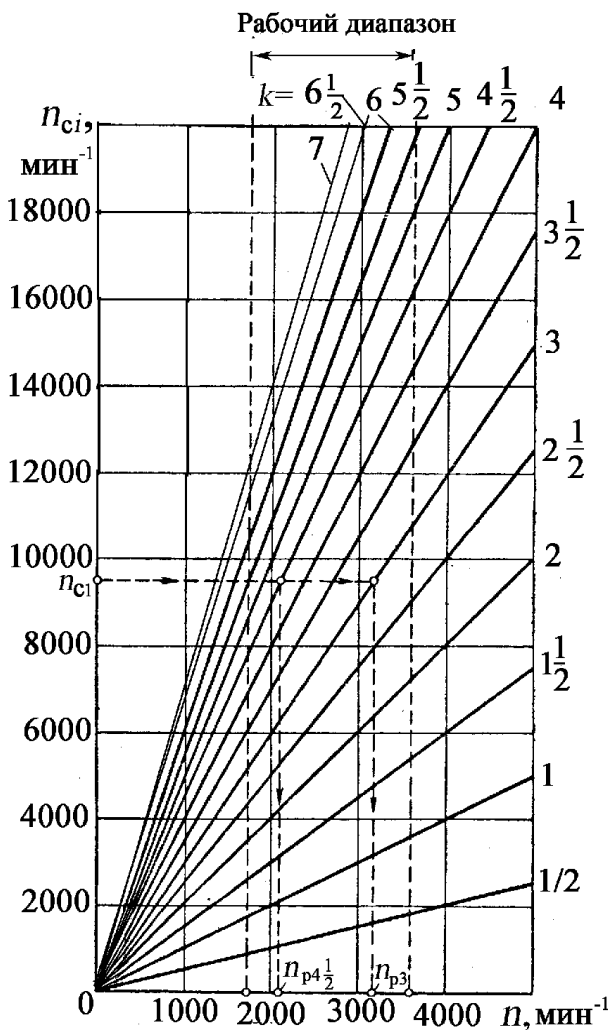


Рис. 23. Частотная диаграмма

Сравнив величины действительной Φ_{k1} и относительной a_1 амплитуд угловых колебаний первой массы, определяют масштаб амплитуд m ¹²:

$$m = \Phi_{k1}/a_1.$$

Если первой массой в приведенной крутильной системе была первая моторная масса, то $a_1=1$ и масштаб $m = \Phi_{k1}$.

Умножив на масштаб m относительные амплитуды a_i , полученные из таблицы расчета или из диаграммы свободных крутильных колебаний (см. рис. 20), находят их действительные величины:

$$\Phi_{ki} = ma_i. \quad (60)$$

По результатам расчета по формуле (58) в масштабе строят форму вынужденных колебаний системы. Расчетный момент кручения или момент сил упругости $M_{i,i+1\text{упр.}}$ от крутильных колебаний на участке вала между массами, имеющими моменты инерции I_i и I_{i+1} , с коэффициентом жесткости $c_{i,i+1}$ (см. рис. 20) определяется по угловой деформации этого участка (с учетом знаков a_i)

$$M_{i,i+1\text{упр.}}^a = c_{i,i+1}(a_i - a_{i+1})\Phi_{k1} = c_{i,i+1}(\Phi_{ki} - \Phi_{ki+1}). \quad (61)$$

Так, для семимассовой крутильной системы четырехтактного однорядного двигателя (см. рис. 20) максимальный угол закрутки будет в узловой точке (между массами 6 и 7), а расчетный момент кручения от крутильных колебаний равен

$$M_{6,7\text{упр.}}^a = c_{6,7}[a_6 - (-a_7)]m = 0,50c_{6,7}m,$$

где $c_{6,7}$ – коэффициент жесткости на участке 6-7; величины a_i взяты из диаграммы на рис. 20; m – масштаб векторной диаграммы.

Дополнительные касательные напряжения в узловой точке от крутильных колебаний определяются по формуле

$$\tau_{\text{кр.к.}}^a = \frac{M_{j\text{упр.}}^a}{W_p}, \quad (62)$$

где $M_{j\text{упр.}}^a$ – момент сил упругости, действующий в узловой точке;

$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d^4 - d_{\text{в}}^4}{d}$ – полярный момент сопротивления сечения в узловой точке действительного вала; d и $d_{\text{в}}$ – наружный и внутренний диаметры сечения.

¹² Напомним, что масштабом называется отношение величины в ее натуральной размерности к длине отрезка, изображающего ее на чертеже.

По формуле (62) определены амплитуда касательных напряжений $\tau_{кр.к.}^a$ только от резонирующих гармоник. В действительности и остальные (не резонирующие) гармоники вызывают некоторое увеличение амплитуд угловых колебаний масс.

Более точны значения угловых амплитуд, и $\tau_{кр.к.}^a$ могут быть найдены лишь так же, как и амплитуды, после торсиографирования опытного образца двигателя. В современных тракторных двигателях коленчатые валы изготавливаются в основном из легированной стали 45X. Как показали результаты анализа поломок коленчатых валов в эксплуатации при дополнительных напряжениях $\tau_{кр.к.}^a = 20 \dots 25$ МПа происходит усталостное разрушение в сечении, совпадающей с узловой точкой [11].

4.6. Расчет параметров резинового демпфера

Приведем расчет параметров гасителя крутильных колебаний внутреннего трения (резинового демпфера). Выбираем начальное значение момента инерции маховика демпфера I_0 . Пренебрегая величиной $(\xi_0/2I_0)^2$, найдем собственную круговую частоту ω_d резинового демпфера:

$$\omega_d = \sqrt{\frac{c_{0,1}}{I_0}}. \quad (63)$$

На первом этапе расчета I_0 выбирается из условия, что собственная частота крутильной системы $\omega_c \cong \omega_d$. Кроме того, как показывает результаты расчетов для резиновых демпферов крутильных колебаний коленчатого вала автомобильных двигателей $I_0 \approx (0,01 \dots 0,02)I_{к.с.}$. Здесь $I_{к.с.}$ – момент инерции крутильно-колеблющейся системы

Статический коэффициент жесткости резинового слоя $c_{0,1ст}$ определим в зависимости от формы демпфера по формулам [12]:

- для резинового слоя цилиндрической формы (рис. 24, а) :

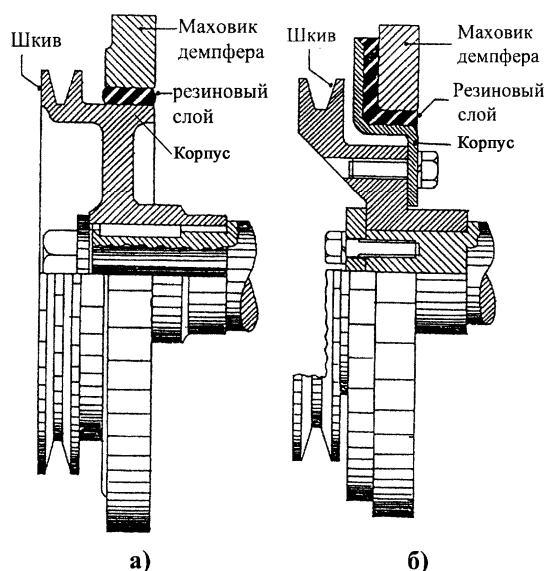


Рис. 24. Демпферы внутреннего трения с резиновым слоем: а – цилиндрической формы; б – Г-образной формы

$$c_{0,1} = \frac{4\pi Glr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}, \quad (64)$$

где r_1 и r_2 – внутренний и наружный радиусы резинового слоя (цилиндра), l – его длина; G – модуль упругости второго рода.

При расчете резинового слоя принимается, что статический модуль упругости первого рода $E_{ст} = 0,98 \dots 4,9$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,47$, а модули первого $E_{ст}$ и второго рода G связаны зависимостью $E_{ст} = 3G$.

Динамические модули упругости примерно в 2 раза больше статических.

Для резинового слоя Г-образной формы, который можно представить состоящим из резинового слоя цилиндрической формы и плоского диска (см. рис. 24, б)

$$\frac{1}{c_{0,1}} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{4\pi Glr_1^2 r_2^2} + \frac{l_T}{GI_p}, \quad (65)$$

где l_T – ширина плоского диска (см. рис. 24, б, размер между вертикальной частью корпуса демпфера и маховиком); $I_p = \frac{\pi r_3^4}{2} \left(1 - \frac{r_1^4}{r_3^4}\right)$ – полярный

момент инерции плоского диска; r_3 – его наружный радиус.

Определив статический коэффициент жесткости $c_{0,1ст}$ резинового слоя демпфера, находим динамический коэффициент жесткости $c_{0,1дин} = (1,9 \dots 2) c_{0,1ст}$. Оптимальное значение $c_{0,1дин}$ можно найти, если составить эквивалентную расчетную схему крутильно-колеблющейся системы, для которой определить частоты собственных колебаний по первой и второй формам в зависимости от $c_{0,1дин}$. Далее необходимо определить относительную амплитуду носка коленчатого вала a_1 (первой массы, так как момент инерции корпуса демпфера в этом случае суммируется с моментом инерции носка) при изменении $c_{0,1}$, т.е. найти зависимость относительной амплитуды $a_1 = f(c_{0,1})$. При увеличении коэффициента жесткости резинового слоя $c_{0,1}$ амплитуда a_1 при колебаниях по первой форме увеличивается, а по второй форме – уменьшается¹³. Это вызвано тем, что при свободных колебаниях по второй форме с увеличением $c_{0,1}$ узловая точка смещается ближе к первой массе, что, естественно, уменьшает a_1 .

На рис. 25 приведена зависимость относительных амплитуд a_1 колебаний корпуса демпфера (первой массы) от коэффициента жесткости $c_{0,1}$ резинового слоя цилиндрической формы (момент инерции маховика $I_0 = 0,014$ кг·м²): 1–

¹³ Строго говоря, a_1 по второй форме колебаний будет иметь отрицательное значение, поэтому строить нужно графики их абсолютных значений.

изменение a_1 по первой форме; 2– то же по второй форме. Абсцисса точки пересечения линий 1 и 2 определяет оптимальное значение $c_{0,1} = 22950$ Н·м.

Определяем приближенно коэффициент демпфирования ξ_0 резинового слоя

$$\xi_0 = (I_0 \omega_d \delta) / \pi, \quad (66)$$

где логарифмический декремент затухания $\delta = 0,5 \dots 0,8$. Как показывают результаты экспериментальных исследований по определению ξ_0 резинового слоя в демферах внутреннего трения, его величина меняется в пределах $5 \dots 10$ Н·м·с [13, 14].

Амплитуда колебаний носка коленчатого вала с демфером внутреннего трения (резиновым) равна

$$\Phi_{k1} = \frac{M_k^a A_i \sum m}{\xi m^2 \omega_c \sum_{i=1}^{i=n-1} a_i^2 + I_0 \omega_c^2 k_d}, \quad (67)$$

где $k_d = \sqrt{\left(\frac{c_{0,1}}{I_0 \omega_c^2}\right)^2 + \left(\frac{\xi_0}{I_0 \omega_c}\right)^2} / \left[\left(1 - \frac{c_{0,1}}{I_0 \omega_c^2}\right)^2 + \left(\frac{\xi_0}{I_0 \omega_c}\right)^2 \right]$ – коэффициент

демпфирования, учитывающий собственно демпфирование ξ_0 , а также конструктивные параметры демфера: I_0 – момент инерции маховика демфера; $c_{0,1}$ – коэффициент жесткости резинового слоя.

4.7. Метод оценки параметров демферов крутильных колебаний жидкостного трения на стадии проектирования

Методы расчетной оценки параметров демферов крутильных колебаний жидкостного трения громоздки по объему и сложны, требуют наличия большого комплекса экспериментальных данных, получить которые достаточно трудоемко и не всегда может быть осуществлено с надлежащей точностью [15]. На стадии проектирования, когда экспериментальные данные вообще не могут быть получены, целесообразно использовать экспресс-метод оценки параметров демферов жидкостного трения, разработанный в НАТИ и НИКТИД [15].

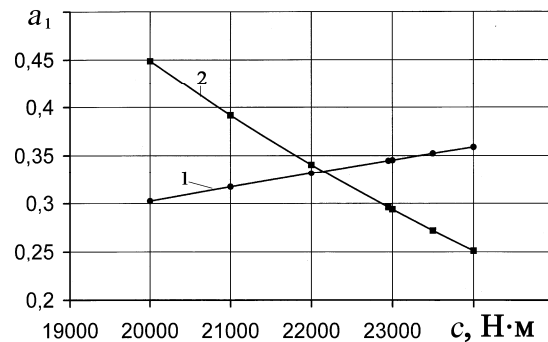


Рис. 25. Зависимость относительных амплитуд a_1 колебаний первой массы приведенной системы коленчатого вала дизеля Д-160 от коэффициента жесткости резинового слоя (момент инерции маховика $I_0 = 0,014$ кг·м²): 1 – изменение a_1 по первой форме; 2 – то же по второй форме

Основными параметрами, определяющими энергоемкость демпфера жидкостного трения, являются: момент инерции его маховика I_M , радиальные h_p , а также торцевые зазоры h_t между маховиком и корпусом, вязкость полиметилсилоксановой жидкости (ПМС). Момент инерции маховика демпфера имеет первостепенное значение, так как слишком малый маховик не обеспечивает эффективного гашения крутильных колебаний, а слишком большой – приводит к необоснованному увеличению массы и габаритных размеров. Это подтверждается приведенными на рис. 26 и 27 графиками зависимости резонансных амплитуд колебаний масс, а также напряжений в узле колебаний крутильно-колеблющихся систем дизелей Д-260Т и А-11ТА от величины момента инерции маховиков демпфера при оптимальных коэффициентах демпфирования.

Из рис. 26 следует, что для дизеля Д-260Т увеличение момента инерции маховика демпфера с 5 до 25 кг·м² практически не уменьшает амплитуду крутильных колебаний первой моторной массы Φ_2 , хотя амплитуда Φ_1 корпуса демпфера уменьшается с $4 \cdot 10^{-3}$ до $1,33 \cdot 10^{-3}$ радиан (в 3 раза). Касательное напряжение в узловой точке, уже допустимое при значении $I_M = 0,05$ кг·м² (15,8 МПа), уменьшается до 5,6 МПа.

Аналогичный результат получен для крутильно-колеблющейся системы дизеля А-11ТА (рис. 27) – оптимальный момент инерции маховика демпфера – $I_M = 0,075$ кг·м².

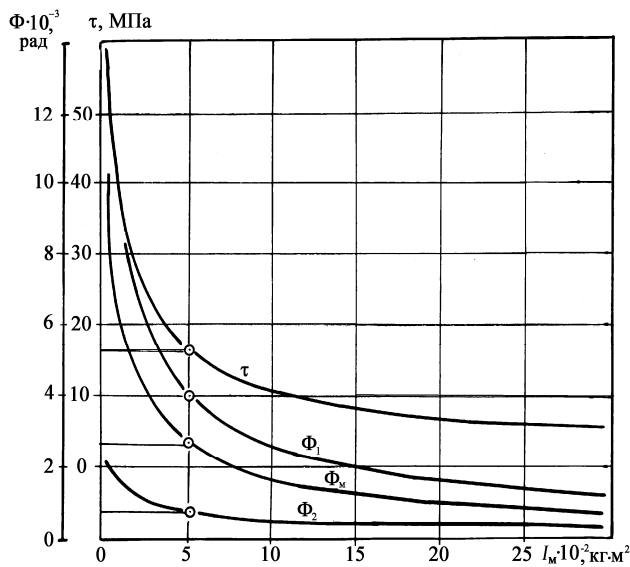


Рис. 26. Графики зависимости резонансных амплитуд колебаний масс Φ_1 , Φ_2 и маховика Φ_M , а также касательных напряжений τ в узловой точке крутильно-колеблющейся системы дизеля Д-260Т от момента инерции маховика демпфера I_M

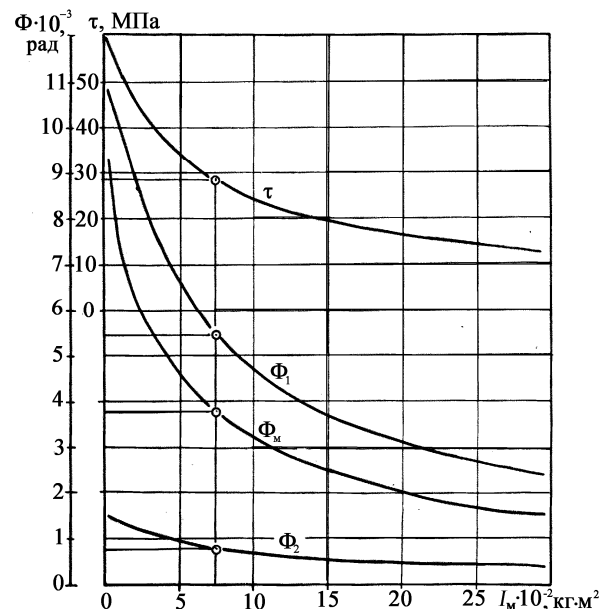


Рис. 27. Графики зависимости резонансных амплитуд колебаний масс Φ_1 , Φ_2 и маховика Φ_M , а также касательных напряжений τ в узловой точке крутильно-колеблющейся системы дизеля А-11ТА от I_M

В основу экспресс-метода определения минимально допустимого значения момента инерции маховика положена эмпирическая зависимость, полученная в результате решения уравнения баланса энергии с учетом трения в двигателе до установки демпфера и после (с учетом демпфирования в самом двигателе и трения в слоях жидкости) [16]. После определения касательных напряжений в узловом сечении коленчатого вала от максимального момента при крутильных колебаниях зависимость имеет вид [17]

$$\tau_{\text{дем}} = \frac{0,1\tau_{\text{рез}}}{1 + 8800q / \tau_{\text{рез}}}, \quad (68)$$

где $\tau_{\text{дем}}$, $\tau_{\text{рез}}$ – касательные напряжения в сечении, совпадающем с узловой точкой колебаний коленчатого вала на резонансном режиме работы, при установке демпфера и без демпфера, соответственно, МПа

$$q = I_M / \sum_{i=1}^n I_i a_i^2 - \quad (69)$$

отношение момента инерции маховика демпфера I_M , кг·м² к приведенному моменту инерции исследуемой крутильной системы; I_i – момент инерции i -го элемента исходной эквивалентной крутильной системы, кг·м²; a_i – относительная амплитуда угловых колебаний i -го элемента исходной эквивалентной крутильной системы при наиболее опасной одноузловой форме колебаний; n – число масс приведенной крутильной системы.

Как известно, величины I_i определяются при расчете параметров приведенной эквивалентной системы коленчатого вала ДВС. Относительные амплитуды a_i находим при расчете форм и частот собственных колебаний крутильно-колеблющейся системы коленчатого вала ДВС, $\tau_{\text{рез}}$ – либо расчетом, либо тензометрированием (или торсиографированием) на двигателе-прототипе [18].

В условиях оптимального демпфирования уровень касательных напряжений коленчатого вала на резонансных режимах не должен превышать рекомендуемых допустимых пределов [4]: $\tau_{\text{дем}} = \tau_{\text{доп}} = 15...25$ МПа. Под оптимальным принимается такое одно из минимальных значений момента инерции маховика демпфера I_0 , при котором касательные напряжения $\tau_{\text{дем}}$ в узле колебаний не превышают допустимых. При этом дальнейшее увеличение I_0 мало сказывается на уменьшение $\tau_{\text{дем}}$.

Расчетные исследования, проведенные в НАТИ и НИКТИДе по оценке нагруженности коленчатых валов автомобильных и тракторных дизелей при установке демпферов жидкостного трения с варьируемым значением

момента инерции маховика свидетельствуют, что принятое выше условие оптимального демпфирования крутильных колебаний коленчатых валов достигается в пределах изменения $q = 0,35 \dots 0,45$ (рис. 28).

Существенное увеличение касательных напряжений в узле колебаний получается при значениях $q \leq 0,2$, а при $q > 1$ кривая асимптотически приближается к оси q . Проведенные расчеты крутильных систем для бензиновых двигателей ЗМЗ 4062.10, ВАЗ-2110 показали, что наименьшее значение I_0 может быть получено при $q = 0,25 \dots 0,35$.

Экспериментальными исследованиями нагруженности от крутильных колебаний коленчатых валов тракторных и комбайновых двигателей, оборудованными демпферами жидкостного трения при различных значениях момента инерции маховика, полностью подтвердили наложенное выше условие достижения оптимального демпфирования [12...16]. Расхождение между расчетными и экспериментальными значениями амплитуд не превышали 5...10 %.

Зависимость (68) позволяет определить оптимальное значение момента инерции маховика I_m , поскольку значения $\sum_{i=1}^n I_i \alpha_i^2$ и $\tau_{рез}$ легко определяются

при расчете приведенной крутильной системы, а величина $\tau_{дем} < 25$ МПа.

Конструктивные параметры маховика демпфера (ширина, наружный и внутренний диаметры) определяются исходя из компоновочных соображений и по моменту инерции

$$I_m = 6,1 \cdot 10^{-3} \bar{L} \rho_m D_{вн}^5 [(\bar{D}_н/2)^4 - 1], \quad (70)$$

где L – ширина маховика демпфера; $\bar{L} = L/D_{вн}$ – относительная ширина маховика демпфера; ρ_m – плотность его материала, кг/м³; $D_{вн}$, $D_н$ – внутренний и наружный диаметры, м; $\bar{D}_н = D_н/D_{вн}$ – относительный наружный диаметр.

Для автомобильных и тракторных дизелей относительная ширина \bar{L} и

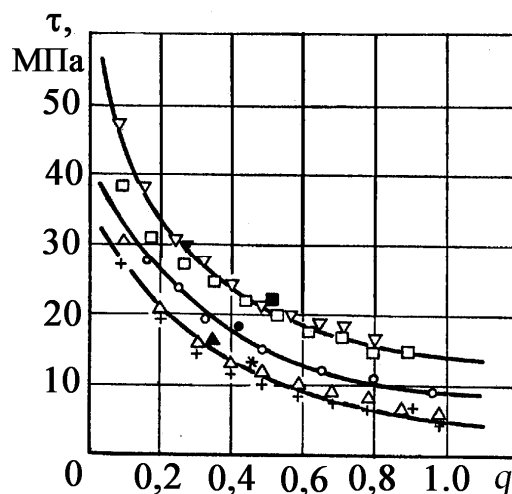


Рис. 24. Влияние момента инерции маховика демпфера крутильных колебаний жидкостного трения на уровень касательных напряжений коленчатого вала (соответственно расчетные и экспериментальные значения для дизелей: O, ● – Д-260Т; □, ■ – 8ДВТ-330; △, ▲ – СМД-60; +, * – СМД-31; ▽, ▼ – А-11ТА)

относительный наружный диаметр \bar{D}_H маховика жидкостного демпфера располагаются, как свидетельствует статистический анализ, в следующих пределах: $\bar{L} = 0,16 \dots 0,20$ и $\bar{D}_H = 1,7 \dots 2,0$. С учетом форсирования проектируемых двигателей¹⁴ по среднему эффективному давлению и частоте вращения момент инерции маховика I_M необходимо выбирать ближе к верхнему пределу изменения q .

Гидродинамический расчет радиальных и торцевых зазоров между маховиком и корпусом демпфера жидкостного трения недостаточно достоверен из-за сложной структуры применяемых полиметилсилоксановых жидкостей, относящихся к жидкостям неньютоновского типа. Кроме того, расчет не имеет особого смысла, поскольку в действительности величину зазоров выбирают из условия отсутствия явления полимеризации (дилатансии) жидкости, приводящего к ее расщеплению и потере вязкости, а также из условия обеспечения технологичности и надежности работы демпфера.

Таким образом, при расчете радиальных и торцевых зазоров между маховиком и корпусом демпфера жидкостного трения, как было показано выше, необходимо учитывать величину градиента скорости сдвига D в слоях полиметилсилоксановой жидкости (ПМС). Наши расчетные исследования [19...21] по оценке градиента скорости сдвига D полиметилсилоксановой жидкости при варьировании величиной радиального зазора по наружному диаметру маховика демпфера у ряда дизелей (рис. 29) свидетельствуют, что критические значения $D > 200 \text{ с}^{-1}$ достигаются при зазорах менее $0,35 \dots 0,45 \text{ мм}$.

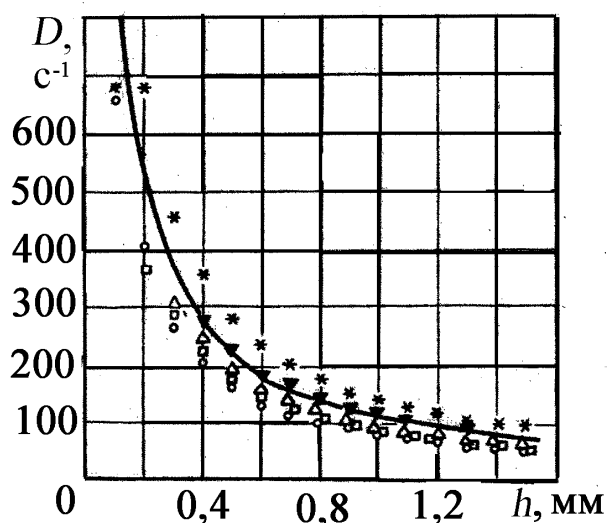


Рис. 29. Зависимость градиента скорости сдвига полиметилсилоксановой жидкости от величины зазора по наружному диаметру маховика для дизелей: \circ – СМД-60; Δ – СМД-31; \square – СМД-23; \blacktriangledown – Д-260Т; $*$ – А-11ТА

Вместе с тем по технологическим соображениям (при малых зазорах коробление корпуса при сварке приводит к заклиниванию маховика) и в целях повышения надежности работы (устранение задиров) радиальные и торцевые зазоры выбираются большей величины. Однако излишнее их

¹⁴ По данным статистического анализа мощность силовых установок возрастает в зависимости от их назначения на 60...80 % каждые 10 лет.

увеличение нерационально, так как в условиях сохранения оптимального демпфирования необходимо повышать вязкость применяемой жидкости ПМС, что нежелательно из-за невозможности применения демпферов с высокой вязкостью ПМС в условиях Крайнего Севера. Кроме того, это также увеличивает трудоемкость заправки демпферов жидкостью.

Стендовыми и эксплуатационными испытаниями демпферов крутильных колебаний жидкостного трения форсированных тракторных и комбайновых дизелей установлено, что гарантированная работа демпфера обеспечивается при зазорах между соприкасающимися поверхностями корпуса и маховика равных: радиальный зазор по наружному диаметру $h_p = 0,8...1,2$ мм и по внутреннему не менее $h_{pv} = 0,2...0,4$, а также $0,5...1,0$ мм на сторону по торцевым поверхностям. Если торцевые поверхности маховика демпфера выбираются коническими [4], то они по высоте переменные.

Кинематическая вязкость жидкости ПМС ν ($\text{м}^2/\text{с}$) при выбранных размерах маховика демпфера, радиального и торцевых зазоров определяется соотношением [17]

$$\nu = 1 / [\rho e \omega_{\text{инв}} (D_H / 2) Q], \quad (71)$$

где $e = (1 / I_M \omega_{\text{инв}}^2) \sqrt{1 + q}$; $\omega_{\text{инв}} = \omega_c \sqrt{2 / (2 + q)}$; $e = 1 / c$ – податливость исследуемой крутильной системы, $\text{с}^2 / (\text{кг} \cdot \text{м}^2)^{15}$; ρ – плотность полиметилсилоксановой жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\omega_{\text{инв}}$ – инвариантная частота колебаний исследуемой крутильной системы, с^{-1} ; Q – функция, учитывающая влияние радиальных и торцевых зазоров, м^{-1} ; $\omega_c = 2\pi f_c$ – круговая частота наиболее опасной формы колебаний исследуемой крутильной системы, с^{-1} ; f_c – собственная частота наиболее опасной формы колебаний, Гц.

С достаточной для практики точностью плотность для жидкостей марок ПМС 50000...250000 и температуре окружающей среды 20°C может быть принята $\rho \approx 950 \text{ кг}/\text{м}^3$. Функция Q может быть определена после выбора конструктивных параметров демпфера

$$Q = (1/h_T)(1 - R_{\text{вн}}^4 / R_{\text{н}}^4) + (2L / R_{\text{н}})[1/h_p + R_{\text{вн}}^3 / (R_{\text{н}}^3 h_{pv})], \quad (72)$$

где h_T , h_p , h_{pv} – торцевой, радиальный внешний и внутренний зазоры между маховиком и корпусом демпфера, соответственно; $R_{\text{вн}}$, $R_{\text{н}}$ – внутренний и наружный радиусы маховика; L – его ширина.

Исследованиями по оценке температурных режимов работы демпферов, установленных на шкиве привода вентилятора, выявлено, что температурный

¹⁵ Заметим, что коэффициент жесткости c имеет размерность $[\text{Н} \cdot \text{м}] = [(\text{кг} \cdot \text{м}^2) / \text{с}^2]$.

режим их работы довольно устойчив и на номинальной мощности не превышает 70...90 °С.

Градиент скорости сдвига D (с⁻¹) полиметилсилоксановой жидкости в демпфере при постоянных торцевых зазорах определяется по формуле [17]

$$D = (R_{\text{н}} - R_{\text{вн}}) \cdot \frac{\Phi_1 \omega_{\text{с}}}{(\pi h_{\text{общ.ср.}}) h_{\text{общ.ср.}}} = \frac{h_{\text{т}} S_{\text{т}} + h_{\text{р}} S_{\text{р}} + h_{\text{рв}} S_{\text{рв}}}{S_{\text{т}} + S_{\text{р}} + S_{\text{рв}}}, \quad (73)$$

где Φ_1 – амплитуда крутильных колебаний носка коленчатого вала на резонансном режиме работы при установке на двигателе демпфера, рад; $\pi h_{\text{общ.ср.}}$ – общий осредненный зазор демпфера, м; $S_{\text{т}}$, $S_{\text{р}}$, $S_{\text{рв}}$ – площадь торцевой, внешней и внутренней цилиндрической (радиальной) поверхности маховика демпфера, м².

Для оптимального демпфирования рекомендуется выбирать значение $\Phi_1 \leq 0,0029$, рад.

В реальных условиях эксплуатации вязкость полиметилсилоксановой жидкости изменяется в зависимости от температурного режима и градиента скорости сдвига, что необходимо учитывать при расчетах, при заданном значении температуры и вычисленном по формуле (73) градиенте скорости сдвига.

Конструкции демпферов жидкостного трения, параметры которых были выбраны на основе предлагаемой методики, обеспечивали снижение уровня крутильных колебаний до допустимых пределов ($\Phi_1 \leq 0,0029$; $\tau_{\text{дем}} < 25$ МПа). В табл. 7 приведены некоторые результаты расчетных и экспериментальных исследований с демпферами жидкостного трения, параметры которых приведены в табл. 8. При расчете использовали данные полиметилсилоксановых жидкостей ПМС 100000 – ПМС 200000.

При расчете степени гашения крутильных колебаний (под этим понятием мы понимаем отношение расчетных значений к экспериментальным) использованы данные угла закручивания без демпфера φ , рад (последний столбец табл. 7), а результаты расчетов и экспериментальных данных, полученных в результате торсиографирования, возьмем из табл. 9 ($\varphi/\varphi_{\text{р}}$ и $\varphi/\varphi_{\text{э}}$).

Анализируя данные табл. 9, можно сделать вывод о вполне приемлемой для инженерной практики точности расчета. Расхождение результатов расчета и эксперимента по определению угла закрутки носка коленчатого вала не превышает 10 %. Кроме того, выбранные торцевые и радиальные

зазоры обеспечивали надежность демпфера жидкостного трения в эксплуатационных условиях [19].

Таблица 7
Некоторые параметры крутильно-колеблющихся систем отечественных дизелей

Модель дизеля	Число и расположение цилиндров	N_e , кВт	n_n , мин ⁻¹	Параметры исследуемой крутильной системы			
				f_c , Гц	n_p , мин ⁻¹	$\sum_1^n I_i a_i^2$, кг·м ²	φ , рад
Д-260	6P	110	2200	236,0	2360	0,126	0,009
СМД-72	6V	147	2100	287,5	2300	0,206	0,0045
СМД-31	6P	184	2200	210,0	2100	0,200	0,016

Таблица 8
Параметры демпферов крутильных колебаний жидкостного трения

Параметры демпфера крутильных колебаний жидкостного трения								
Момент инерции маховика		Конструктивные параметры демпфера						
I_M , кг·м ²	$I_M / \sum_1^n I_i a_i^2$	D_n , м	$D_{вн}$, м	L , м	h_T , мм	h_p , мм	$h_{рв}$, мм	$h_{общ. ср}$, мм
0,051	0,405	0,232	0,136	0,0257	0,44	0,22	0,10	0,35
0,070	0,340	0,262	0,138	0,0207	0,50	0,21	0,10	0,42
0,094	0,457	0,273	0,162	0,0247	1,0	0,50	0,10	0,80

Таблица 9
Результаты расчетных и экспериментальных исследований

Модель дизеля	Динамическая вязкость η_0 , Па·с	Расчетные значения угла закрутки, φ_p , рад	Экспериментальные значения угла закрутки, $\varphi_э$, рад	Степень гашения крутильных колебаний при резонансном режиме ¹⁶
Д-260Т	103/137	0,0029	0,0020	3,1/4,5
СМД-72	137/205	0,0029	0,0022	1,55/2,05
СМД-31	137/205	0,0029	0,0036	5,5/4,4

¹⁶ В числителе приведены результаты расчетных значений, а в знаменателе – экспериментальных.

Заметим, что предлагаемый метод оценки параметров демпферов жидкостного трения достаточно прост, обеспечивает хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных, что позволяет использовать его в учебных целях.

Это связано с тем обстоятельством, что торсиографирование крутильных колебаний коленчатого вала поршневого двигателя – достаточно трудоемкая и затратная операция. Также достаточно трудоемкой задачей является расчет параметров демпфера по применяемым в настоящее время методикам.

Методика расчета параметров демпфера жидкостного трения по предлагаемому экспресс-методу следующий:

- для исследуемой крутильной системы коленчатого вала определяем собственную круговую частоту ω_c наиболее опасной для автомобильных и тракторных двигателей одноузловой формы колебаний и приведенный

момент инерции $\sum_{i=1}^n I_i a_i^2$;

- исходя из условия, что в узловой точке максимальное касательное напряжение не превосходит допускаемое $\tau_{\text{дем.}} \leq [\tau]$, определяем по формуле (68) значение q , а по зависимости (69) – момент инерции I_M маховика демпфера;

- по формуле (70) определяем конструктивные параметры демпфера жидкостного трения;

- на основе рекомендованных значений выбираем зазоры между соприкасающимися поверхностями корпуса и маховика демпфера (торцевые и радиальные зазоры);

- по формулам (71)- (73) определяем вязкость используемой полиметилсилоксановой жидкости.

В условиях оптимального демпфирования, как свидетельствует отечественная и зарубежная практика, амплитуда крутильных колебаний носка коленчатого вала на резонансном режиме работы при установке демпфера $\Phi_1 \leq 0,0029$ рад.

Расчетные данные имеют достаточно хорошую сходимость с экспериментальными – погрешность составляет 5...8 %.

На рис. 30 приведены результаты расчетных, проведенных по предлагаемой методике, и экспериментальных данных, полученных при испытании дизеля 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) [4] – изменение амплитуды угловых колебаний носка коленчатого вала при изменении его частоты вращения (цифры у кривых показывают порядок резонирующей гармоники).

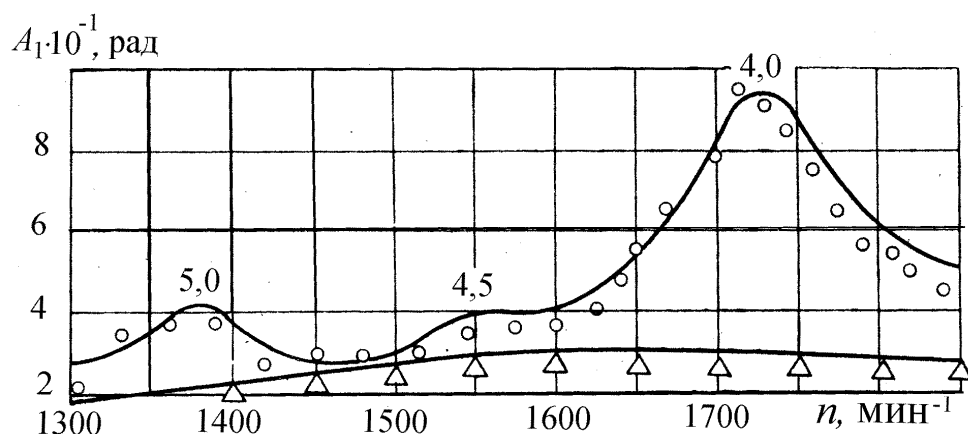


Рис. 30. Амплитуда колебаний носка коленчатого вала дизеля 8ЧН 15/16 при изменении частоты вращения коленчатого вала: ○ – без демпфера; △ – с жидкостным демпфером (точки в кружочках и треугольничках помечены экспериментальные данные)

По результатам торсиографирования коленчатого вала двигателя 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) установлено, что при частоте вращения коленчатого вала $n = 1650 \text{ мин}^{-1}$ максимальная амплитуда колебаний носка коленчатого вала составляет $A_1 = 2,33 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$, а напряжение в узле колебаний $\tau_{\max} = 15,6 \text{ МПа}$. Испытания проводились на режимах максимальной частоты вращения холостого хода и максимального крутящего момента. По данным расчета (см. рис. 30) амплитуда $A_1 = 2,50 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$, а касательное напряжение в узловой точке – $\tau_{\max} = 16,5 \text{ МПа}$.

Следовательно, экспериментальные и расчетные данные имеют достаточно хорошую сходимость, а погрешность – в пределах 5...8 %.

Ученью не один мы посвятили год.
Потом других учить пришел и нам
черед.

*Омар Хайям*¹⁷

ГЛАВА 5. ПРИМЕР РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ¹⁸

5.1. Задание на проектирование

Провести кинематический и динамический расчеты кривошипно-шатунного механизма четырехтактного бензинового двигателя номинальной мощности $N_{ен} = 60$ кВт при частоте вращения $n_n = 5400$ мин⁻¹, с коэффициентом приспособляемости $K \leq 1,14$, скоростным коэффициентом $K_n \leq 0,72$.

В качестве прототипа рекомендуется выбрать ВАЗ-2115 номинальной мощности $N_{ен} = 51$ кВт; $n_n = 4800$ мин⁻¹; $M_{e\max} = 118$ Н·м; $n_{M_{e\max}} = 2800$ мин⁻¹; (скоростной коэффициент $K_n = n_n / n_{M_{e\max}} = 0,58$; при эффективном крутящем моменте на номинальном режиме $M_{ен} = (9550 N_{ен}) / n_n = (9550 \cdot 51) / 4800 = 101,5$ Н·м; коэффициент приспособляемости $K = \frac{M_{e\max}}{M_{ен}} = \frac{118}{101,5} = 1,16$).

5.2. Расчет цикла бензинового двигателя

5.2.1. Выбор исходных данных

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

Исходные данные для расчета цикла бензинового двигателя приведены в табл. 10.

Примечание. В расчетно-пояснительной записке следовало бы показать, как выбрана частота колебаний коленчатого вала на расчетном режиме $n_{M_{e\max}}$ и как выбиралось значение $M_{e\max}$ – по прототипу или расчетом по заданным коэффициентам K и K_n .

¹⁷ Хайям О. Рубайат: СБ.: Пер. с перс.– М.: ОЛМА Медиа Групп, 2009. – 304 с.

¹⁸ Глава 5 после внесения необходимой редакторской правки составлена из расчетно-пояснительной записки к курсовому проекту студента группы Д-107 **А.А. Сафьянова**. Описание исходных данных для расчета цикла и анализ полученных результатов заменено таблицами. Там, где, по мнению автора, не достаточно полно дано разъяснение по содержанию выполненной работы, приводятся примечания, выделенные 12 кеглем. В целом же мы стремились оставить оригинальный стиль А.А. Сафьянова.

Сначала проводится расчет цикла при заданной номинальной мощности $N_{ен}$ при частоте вращения n_n , принятому отношению хода поршня S к диаметру цилиндра D , длине шатуна L и величине $\lambda = r/L$ (приняв, что $D = 0$; $S = 0$). При этом определяются ориентировочные значения S и D . Выбираем отношение $S/D = 0,866$, $L = 121$ мм, а отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (по прототипу) $\lambda = r/L = 0,293$. После окончательного выбора $S = 71$ мм и $D = 82$ мм проводятся уточненные расчеты на двух режимах.

Результаты расчета цикла бензинового двигателя по программе VEN (разработанной на кафедре) на режимах номинальном и максимального крутящего момента приведены в прил. 1 и 2.

Таблица 10

Исходные показатели и параметры для расчета цикла
бензинового двигателя [1]

Параметры	Режим N_n		Режим $M_{еmax}$	
	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	9,2	8,0...12,5	9,2
Коэффициент избытка воздуха α	0,85..1,10	0,95	0,85..1,10	0,95
Механический КПД η_m	0,75...0,90	0,83	0,75...0,90	0,87
Степень повышения давления при наддуве π_k	1,0	1,0	1,0	1,0
Подогрев свежего заряда ΔT	0...20	5	0...20	5
Температура остаточных газов T_r , К	900...1100	1000	900...1100	1000
Коэффициент сопротивления впускной системы $\xi_{вп}$	0,8...0,9	0,88	0,82...0,92	0,89
Коэффициент сопротивления выпускной системы $\xi_{вып}$	1,02...1,20	1,12	1,03...1,21	1,10
Коэффициент дозарядки	1,0...1,15	1,0	1,0...1,15	1,1
Коэффициент полноты индикаторной диаграммы φ_n	0,92...0,98	0,93	0,92...0,98	0,97
Коэффициент использования теплоты в точке "z" ξ_z	0,8...0,87	0,85	0,8...0,87	0,87
Коэффициент использования теплоты в точке "e" ξ_e	0,82...0,90	0,87	0,82...0,90	0,90

5.2.2. Анализ вычисленных показателей и параметров

Для анализа полученных показателей и параметров в результате расчетов цикла бензинового двигателя на двух режимах сведем их в табл. 11 и сравним с рекомендуемыми [1]. Скоростной коэффициент равен $3000/5400 = 0,556 < 0,72$, коэффициент приспособляемости $K = 120,82/106,23 = 1,37 < 1,14$.

Таким образом, параметры бензинового двигателя выбраны в соответствии с заданием. Расчетные показатели двигателя находятся в рекомендуемых диапазонах.

5.3. Кинематический расчет

5.3.1. Перемещение поршня

Перемещение поршня определяем по формуле (1)

$$s_{\text{п}} = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] = \\ = 0,0355 \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{0,293}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

или

$$s_{\text{п}} = s_{\text{п1}} + s_{\text{п2}},$$

где $s_{\text{п1}} = r(1 - \cos \varphi) = 0,0355(1 - \cos \varphi)$ – перемещение поршня, определяемое гармоникой первого порядка (если бы шатун имел бесконечно большую длину); $s_{\text{п2}} = 0,00260(1 - \cos 2\varphi)$ – перемещение поршня, определяемое гармоникой второго порядка.

Графики изменения хода поршня как функции $s_{\text{п}} = f(\varphi)$, в зависимости от угла поворота коленчатого вала, а также после разложения функции в гармоники первого $s_{\text{п1}}$ и второго $s_{\text{п2}}$ порядков приведены на рис. 31, а в прил. 3 – расчет численных значений $s_{\text{п}} = f(\varphi)$, который проводился с помощью программы Microsoft Office Excel.

Из рис. 31 и расчетных данных в прил. 3 видно, что при повороте коленчатого вала на угол $\varphi = 90^\circ$ (первая часть окружности) поршень проходит больше половины своего хода $S_{\text{п}} = 0,040708 \text{ м} \approx 0,57S$.

5.3.2 Скорость поршня

Определим угловую скорость вращения коленчатого вала на номинальном режиме

$$\omega = \pi n / 30 = (3,14 \cdot 5400) / 30 = 565,2 \text{ рад/с.}$$

Вычисленные параметры после расчета цикла бензинового двигателя

Параметры	Режим N_H		Режим $M_{e\max}$	
	статистические данные	вычисленные показатели	статистические данные	вычисленные показатели
Коэффициент остаточных газов $\gamma_{ост}$	0,04...0,08	0,049	0,04...0,08	0,043
Коэффициент наполнения η_v	0,7...0,90	0,84	0,7...0,95	0,935
Давление в начале сжатия p_a , МПа	$p_a = \xi_{впл} p_0$	0,088	$p_a = \xi_{впл} p_0$	0,089
Температура в начале сжатия T_a , К	320...400	335,3	320...400	335,7
Показатель политропы сжатия n_1	1,32...1,39	1,376	1,32...1,39	1,376
Давление в конце сжатия p_c , МПа	0,9...2,0	1,866	0,9...2,0	1,887
Температура в конце сжатия T_c	600...800	777	600...800	777
Максимальная температура сгорания T_z , К	2400...2900	2750	2400...2900	2856
Максимальное давление цикла p_z , МПа	4,0...10,0	6,955	4,0...10,0	6,227
Показатель политропы расширения n_2	1,15...1,30	1,219	1,15...1,30	1,233
Давление в конце расширения p_b , МПа	0,35...0,60	0,4647	0,35...0,60	0,4745
Температура в конце расширения T_b , К	1200...1700	1690	1200...1700	1707
Среднее индикаторное давление, p_i , МПа	0,7...1,3	1,066	0,8...1,3	1,164
Индикаторная мощность N_i , кВт	-	71,9	-	43,6
Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/(кВт·ч)	225...290	228	225...290	268
Индикаторный КПД	0,3...0,53	0,359	0,3...0,53	0,351
Среднее эффективное давление p_e , МПа	0,7...1,3	0,891	0,8...1,3	1,013
Эффективная мощность N_e , кВт	60	60,1	-	38
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	190...280	273	190...280	267
Эффективный КПД η_e	0,2...0,45	0,3	0,2...0,45	0,305
Эффективный крутящий момент M_e , Н·м	-	106,23	-	120,82

Скорость поршня определяется по формуле (2) [2]

$$v_{\text{п}} = r\omega\left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi\right) = \\ = 20,065(\sin \varphi + 0,1465 \sin 2\varphi);$$

или

$$v_{\text{п}} = v_{\text{п1}} + v_{\text{п2}},$$

где $v_{\text{п1}} = r\omega \sin \varphi = 20,065 \sin \varphi$; $v_{\text{п2}} = \frac{\lambda r \omega}{2} \sin 2\varphi = 2,9395 \sin 2\varphi$.

Графики изменения скорости поршня как функции $v_{\text{п}} = f_1(\varphi)$, в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ , а также после разложения этой функции в

гармоники первого $v_{\text{п1}}$ и второго $v_{\text{п2}}$ порядков приведены на рис. 31, а в прил. 3 – численный расчет $v_{\text{п}} = f_1(\varphi)$.

Максимальная скорость поршня соответствует углу поворота коленчатого вала [2]

$$\varphi_{v_{\text{пmax}}} = \arccos \left[-\frac{1}{4\lambda} + \sqrt{\left(\frac{1}{4\lambda}\right)^2 + 0,5} \right] = \\ \arccos \left[-\frac{1}{4 \cdot 0,293} + \sqrt{\left(\frac{1}{4 \cdot 0,293}\right)^2 + 0,5} \right] = 75^\circ 13'.$$

При этом угле максимальная скорость поршня

$$v_{\text{пmax}} = r\omega \left[\sin \varphi_{v_{\text{пmax}}} + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi_{v_{\text{пmax}}} \right] = \\ = 0,355 \cdot 565,2 \left[\sin(75^\circ 13') + \frac{0,293}{2} \cdot \sin(2 \cdot (75^\circ 13')) \right] = 20,85 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{Sn}{30} = \frac{0,071 \cdot 5400}{30} = 12,78 \text{ м/с}.$$

5.3.3 Ускорение поршня

Ускорение поршня определяется по формуле (5) [2]

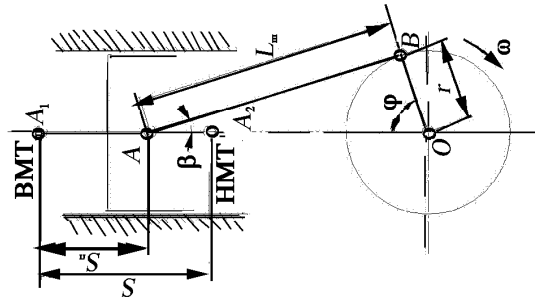
$$j_{\text{п}} = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = \\ = 11340,51(\cos \varphi + 0,293 \cos 2\varphi)$$

или

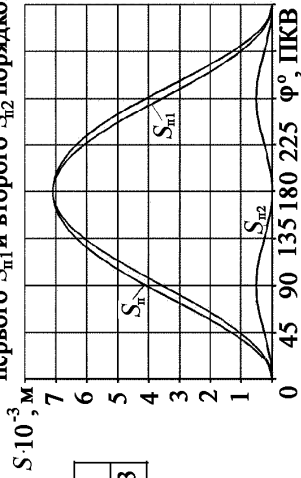
$$j_{\text{п}} = j_{\text{п1}} + j_{\text{п2}},$$

где $j_{\text{п1}} = r\omega^2 \cos \varphi = 11340,51 \cos \varphi$; $j_{\text{п2}} = \lambda r\omega^2 \cos 2\varphi = 3322,77 \cos 2\varphi$.

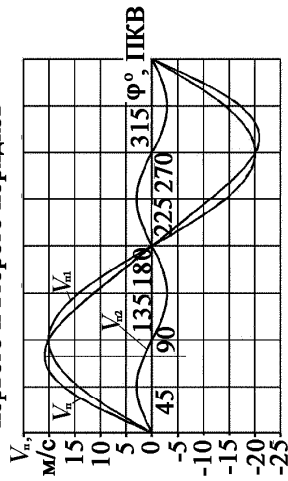
r , мм	S , мм	$L_{ш}$, мм	λ
35,5	71	121	0,293



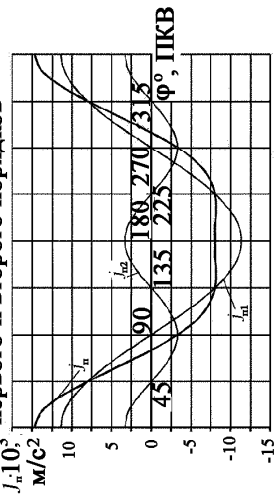
Графики перемещения поршня S_n и его гармонических составляющих первого S_{n1} и второго S_{n2} порядков



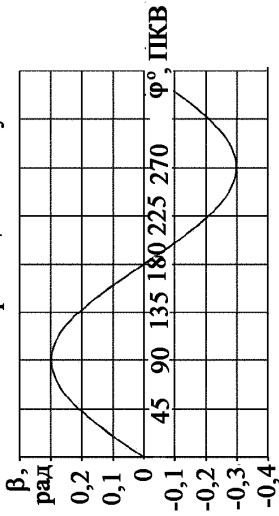
Графики скорости поршня и его гармонических составляющих первого и второго порядков



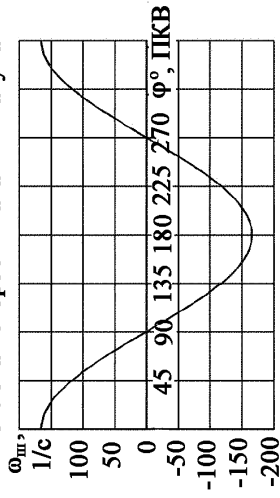
Графики ускорения поршня и его гармонических составляющих первого и второго порядков



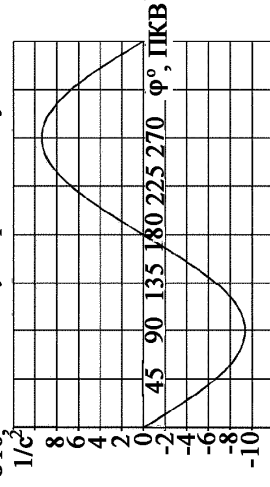
Угловое перемещение шатуна



Угловая скорость качания шатуна



Угловое ускорение шатуна



ВлГУ КП.140500.18.1.18.01	
Кинематика	Физ. / Механ.
поршня и шатуна	71
Кафедра ТД и ЭУ	Д-107

Рис.31. Примерная компоновка листа №1 курсового проекта

Графики изменения ускорения поршня как функции $j_{\text{п}}=f_2(\varphi)$, в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ , а также после разложения этой функции в гармоники первого $j_{\text{п1}}$ и второго $j_{\text{п2}}$ порядков приведены на рис. 31, а в прил.3. – численный расчет значений $j_{\text{п}}=f_2(\varphi)$.

Как следует из графика ускорение поршня при углах поворота коленчатого вала $\varphi_{\text{vmax}} = 75^\circ 13'$ и $284^\circ 47'$ (скорость при этом достигает максимального значения) равно нулю. Максимальное ускорение возникает при положении поршня в ВМТ и равно $j_{\text{п}}=14667,69 \text{ м/с}^2$ (направлено к оси коленчатого вала), а в НМТ – $j_{\text{п}}=-8013,34 \text{ м/с}^2$ (направлено от оси коленчатого вала).

5.3.4. Угловое перемещение, угловая скорость качания и угловое ускорение качания шатуна

Расчет угловых перемещений $\beta_{\text{ш}}$, угловых скоростей $\omega_{\text{ш}}$ и угловых ускорений $\varepsilon_{\text{ш}}$ качания шатуна в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ° проводился по формулам (14), (15а) и (16а)

$$\beta_{\text{ш}} = \arcsin(\lambda \sin \varphi) = \arcsin(0,293 \sin \varphi);$$

$$\omega_{\text{ш}} = \lambda \omega \cos \varphi = 165,60 \cos \varphi;$$

$$\varepsilon_{\text{ш}} = \lambda \omega^2 \sin \varphi = 93599,15 \sin \varphi.$$

Значения угловых перемещений $\beta_{\text{ш}}$, угловых скоростей $\omega_{\text{ш}}$ и угловых ускорений $\varepsilon_{\text{ш}}$ качания шатуна по углу поворота коленчатого вала φ° проектируемого двигателя приведены в прил. 4, а на рис. 31 изображены графики $\beta_{\text{ш}}$, а также $\omega_{\text{ш}}$ и $\varepsilon_{\text{ш}}$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала, построенные по этим данным.

5.4. Динамический расчет

5.4.1. Определение приведенных масс кривошипно-шатунного механизма

Для расчета сил инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное и вращательное движения с учетом вычисленных конструктивных параметров однорядного двигателя установим приведенные массы деталей кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы [2]:

масса поршневой группы (литой поршень из алюминиевого сплава $m'_{\text{п}} = 120 \text{ кг/м}^2$)

$$m_{\text{п}} = m'_{\text{п}} F_{\text{п}} = 120 \cdot 0,00528 = 0,634 \text{ кг};$$

масса шатуна ($m'_{\text{ш}} = 130 \text{ кг/м}^2$)

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} F_{\text{п}} = 130 \cdot 0,00528 = 0,686 \text{ кг};$$

масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для чугунного литого вала с полыми шатунными шейками $m'_k = 75 \text{ кг/м}^2$)

$$m_k = m'_k F_{\Pi} = 75 \cdot 0,00528 = 0,396 \text{ кг};$$

часть массы шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца,

$$m_1 = 0,25m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 0,686 = 0,172 \text{ кг};$$

часть массы шатуна, сосредоточенная на оси шатунной шейки,

$$m_2 = 0,75m_{\text{ш}} = 0,75 \cdot 0,686 = 0,514 \text{ кг};$$

суммарные массы, совершающие возвратно-поступательное движение,

$$m_j = m_{\Pi} + m_1 = 0,634 + 0,172 = 0,806 \text{ кг};$$

суммарные массы, совершающие вращательное движение,

$$m_r = m_k + m_2 = 0,396 + 0,514 = 0,91 \text{ кг}.$$

Примечание. Массы элементов кривошипно-шатунного механизма можно определить, если имеются чертежи двигателя-прототипа. Кроме того, чаще всего встречается ошибка в определении неуравновешенных масс кривошипа: шатунной шейки и щек. Между тем, линейные размеры шатунной шейки: длину $l_{\text{ш.ш}}$ и диаметр $d_{\text{ш.ш}}$ следует взять такими же, как у двигателя-прототипа. Тогда масса ее равна

$$m_{\text{ш.ш}} = \frac{\pi(d_{\text{ш.ш}}^2 - \delta^2)}{4} l_{\text{ш.ш}} \rho, \text{ где } \delta - \text{ диаметр облегчающего отверстия в шатунной}$$

шейке (если оно имеется); ρ – удельная масса (для стального кованого вала $\rho = 7,95 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; для литого коленчатого вала из высокопрочного чугуна $\rho = (7,14 \dots 7,65) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$). Действительную массу щеки $m_{\text{щ}}$ можно определить по эскизу, а приведенная к оси шатунной шейки масса щеки равна $(m_{\text{щ}})_r = m_{\text{щ}}(\rho_{\text{щ}}/r)$, где $\rho_{\text{щ}}$ – расстояние от центра масс щеки до оси коренных шеек коленчатого вала; r – радиус кривошипа. Поскольку $\rho_{\text{щ}} < r$, то в действительности масса двух щек будет значительно меньше, чем $m_{\text{щ}}$. Кроме того, в прототипе массы щек могут быть разными, что также необходимо учесть при расчетах.

5.4.2. Уравновешивание двигателя

Проектируемый двигатель однорядный с кривошипами, расположенными под углом 180° (рис. 32). Если принять, что неуравновешенные массы кривошипа, совершающие вращательное движения, $m_r = m_k + m_2 = 0,91 \text{ кг}$ одинаковы, то центробежные силы $K_r = m_r r \omega^2 = 10,3 \text{ кН}$ также будут одинаковы. На рис. 32 показано направление этих сил. Они будут взаимно уравновешиваться, так как кривошипы расположены под углом 180° друг относительно друга, а центробежные силы всегда направлены от оси кривошипов. Также уравновешены моменты этих сил: пара центробежных сил первого и второго кривошипа создает момент $M_{1,2} = K_r a$, направленный по ходу часовой стрелки, а третьего и четвертого кривошипов – $M_{3,4} = K_r a$, направленный против хода часовой стрелки. Таким образом, центробежные силы и их моменты взаимно уравновешены

относительно средней плоскости (т. O на рис. 32). Векторы $\bar{M}_{1,2}$ и $\bar{M}_{3,4}$ оставаясь постоянными по модулю, вращаются вместе с коленчатым валом и поэтому создают стационарный изгиб коленчатого вала кривошипов.

Для того чтобы уменьшить эту нагрузку и частично разгрузить третью коренную шейку коленчатого вала, проводим уравнивание центробежных сил в пределах одного кривошипа за счет установки противовесов на продолжение всех щек.

В пределах одного кривошипа приведенную массу противовеса $(m_{пр})_r$ определим из условия равенства центробежной силы K_r и центробежной силы двух противовесов (см. рис. 32):

$$m_r r \omega^2 = 2(m_{пр})_r r \omega^2.$$

Откуда приведенная масса одного противовеса равна

$$(m_{пр})_r = m_r / 2 \text{ или } m_{пр} = 0,91 / 2 = 0,455 \text{ кг.}$$

Для уменьшения массы коленчатого вала и двигателя в целом проводим не полное уравнивание, а только на 70 %. В итоге получаем:

$$(m_{пр})_r = 0,455 \cdot 0,7 = 0,318 \text{ кг.}$$

Силы инерции первого порядка для первого и четвертого кривошипов направлены вверх и равны:

$$\begin{aligned} P_{j1}^{(1)} &= C \cos \varphi = P_{j1}^{(4)} = C \cos(\varphi + 360^\circ) = m_j r \omega^2 \cos \varphi = \\ &= 0,806 \cdot 0,0355 \cdot 565,2^2 \cos \varphi = 9140,5 \cos \varphi \text{ Н.} \end{aligned}$$

Силы инерции первого порядка для второго и третьего кривошипов направлены вниз и равны

$$\begin{aligned} P_{j1}^{(2)} &= C \cos(\varphi + 180^\circ) = P_{j1}^{(3)} = C \cos(\varphi + 180^\circ) = -m_j r \omega^2 \cos \varphi = \\ &= -0,806 \cdot 0,0355 \cdot 565,2^2 \cos \varphi = -9140,5 \cos \varphi \text{ Н.} \end{aligned}$$

Силы будут равны по абсолютному значению, расположены симметрично относительно плоскости, проходящей через середину вала, перпендикулярного его оси. Поэтому сумма моментов от сил инерции первого порядка равна нулю $\sum M_{j1} = 0$. В данном случае уравнивание моментов происходит в т. O , однако в отличие от моментов центробежных сил, плоскость действия которых расположена всегда в плоскости кривошипа, момент $\sum M_{j1}$ действует всегда в плоскости цилиндров. Для

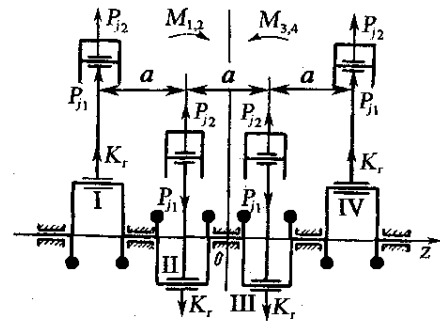


Рис. 32. Уравнивание четырехцилиндрового однорядного двигателя, коленчатый вал которого имеет кривошипы под углом 180° друг к другу с порядком работы 1-3-4-2

четырёхцилиндровых двигателей этот момент обычно остается неуравновешенным.

Определим силы инерции второго порядка для кривошипов:

- для первого $P_{j2}^{(1)} = \lambda C \cos 2\varphi = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2\varphi = 2678,17 \cos 2\varphi$ Н;
- для второго $P_{j2}^{(2)} = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2(\varphi + 180^\circ) = 2678,17 \cos 2\varphi$ Н;
- для третьего $P_{j2}^{(3)} = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2(\varphi + 180^\circ) = 2678,17 \cos 2\varphi$ Н;
- для четвертого $P_{j2}^{(4)} = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2(\varphi + 360^\circ) = 2678,17 \cos 2\varphi$ Н.

Эти силы направлены вертикально в плоскости осей цилиндров и складываются, а сумма их равна

$$\sum P_{j2} = 4\lambda m_j r \omega^2 \cos 2\varphi = 4 \cdot 0,293 \cdot 9\,140,5 \cdot \cos 2\varphi = 10712,6 \cos 2\varphi \text{ Н.}$$

Таким образом, максимальное значение равнодействующей сил инерции второго порядка равно $\sum P_{j2} = 10,713$ кН. Эти силы инерции второго порядка неуравновешенны и могут быть уравновешены лишь с помощью механизма Ланчестера (двух дополнительных валов, содержащих противовесы и вращающихся с удвоенной угловой скоростью). Момент от сил инерции второго порядка вследствие симметричности вала равен нулю $\sum M_{j2} = 0$.

5.5. Удельные суммарные силы, действующие в КШМ

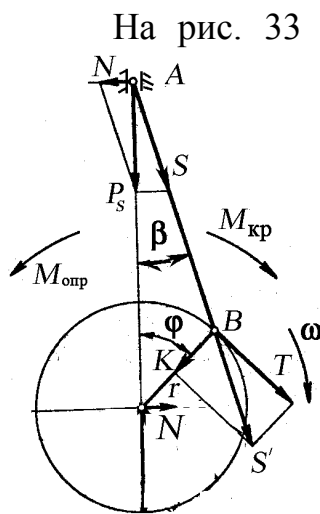


Рис. 33. Силы, действующие в КШМ: P_s – суммарная; N – боковая; K – нормальная; T – тангенциальная

На рис. 33 приведены силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме поршневого двигателя: суммарная сила P_s как результат сложения газовой P_r и инерционной P_j сил; а после разложения этой силы получаем боковую силу N , действующую на стенки цилиндра, и силу S , действующую вдоль оси шатуна. После разложения силы S на две получаем нормальную K , действующую в плоскости кривошипа, а также тангенциальную T , действующую перпендикулярно этой плоскости. Тангенциальная сила T создает индикаторный крутящий момент $M_{кр}$, передающийся потребителю. Кроме того, в КШМ действует опрокидывающий момент $M_{оп}$, равный и противоположно направленный $M_{кр}$.

Обычно вычисляют и строят графики удельных сил (в МПа), действующих в КШМ, определяемых как отношение величины силы в (Н) к площади поршня $F_{п}$ (м^2). Это позволяет сравнивать нагрузки для двигателей, имеющих различные значения D и S . При выполнении курсового проекта удельные силы $p_s, p_r, p_j, N_{уд} = N/F_{п}, S_{уд} = S/F_{п}, K_{уд} = K/F_{п}$ и $T_{уд} = T/F_{п}$ определяем по разработанной на кафедре

программе *Dinn*. В прил. 5 приведены исходные данные для динамического расчета. В прил. 6 даны значения удельных сил по углу поворота коленчатого вала.

5.6. Крутящие моменты

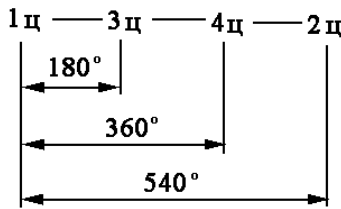


Рис. 34. Изменение рабочего хода по цилиндрам четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

Крутящий момент одного цилиндра равен [2]
 $M_{кр} = T \cdot r = 0,0355T$ Н·м. Период изменения крутящего момента четырехтактного однорядного четырехцилиндрового двигателя с равными интервалами между вспышками

$$\theta = 720^\circ / i = 720^\circ / 4 = 180^\circ.$$

В соответствии с порядком работы цилиндров 1 – 3 – 4 – 2 величина крутящего момента от каждого кривошипа изменяется с периодом 180° (рис. 34).

Значения суммарного крутящего момента

$$M_{кр} = \sum_{i=1}^4 M_{iц}, \text{ где } M_{iц} - \text{крутящий момент от } i\text{-го кривошипа. В прил. 7}$$

приведены значения крутящих моментов $M_{iц}$ от каждого цилиндра, а также индикаторный крутящий момент двигателя $M_{кр}$ по углу поворота коленчатого вала (суммируется по строкам). На рис. 35 даны графики индикаторных крутящих моментов на двух режимах (номинальной мощности и режиме максимального крутящего момента).

Эффективный крутящий момент исследуемого двигателя по данным расчета цикла $106,23$ Н·м (см. прил. 1); по данным динамического расчета $106,42$ Н·м (см. прил. 5).

Погрешность вычисления составляет

$$\Delta = [(106,23 - 106,42) / 106,23] \cdot 100\% = 0,18 \%$$

Максимальное и минимальное значения крутящего момента двигателя (см. рис. 35 и прил. 7) равны $M_{кр\max} = 612$ Н·м; $M_{кр\min} = -303$ Н·м, а размах крутящего момента $\Delta M_{кр} = 915$ Н·м.

5.7. Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала

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

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

Индикаторная диаграмма двигателя

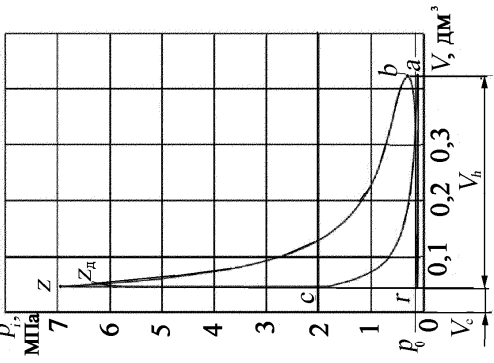
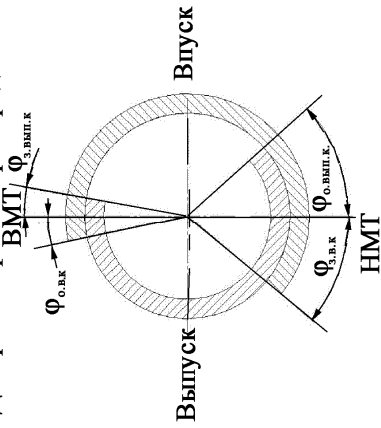
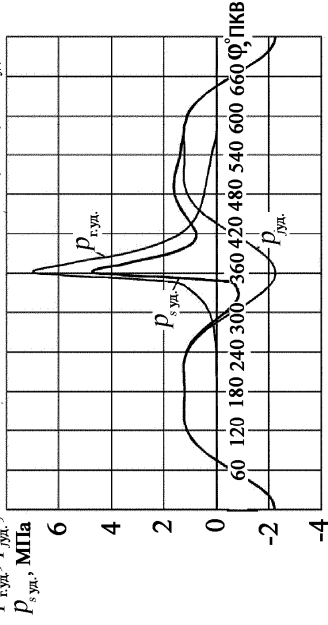


Диаграмма фаз газораспределения

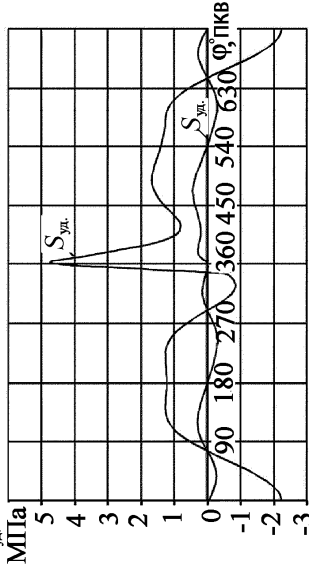


$\phi_{о.в.к.} = 25^\circ$ до ВМТ;
 $\phi_{з.в.к.} = 54^\circ$ после НМТ;
 $\phi_{о.вып.к.} = 60^\circ$ до НМТ;
 $\phi_{з.вып.к.} = 25^\circ$ после ВМТ

Графики удельных сил $P_{г.ул.}$, $P_{с.ул.}$, $P_{с.ул.}$, $P_{г.ул.}$, $P_{с.ул.}$, $P_{г.ул.}$, $P_{с.ул.}$



Графики удельных сил $S_{ул.}$ и $S_{ул.}$



Графики удельных сил $K_{ул.}$ и $T_{ул.}$

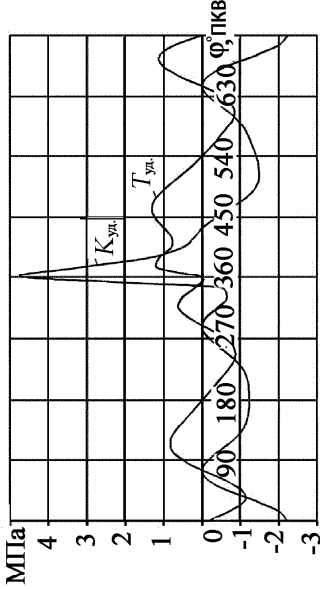


График индикаторного крутящего момента на номинальном режиме

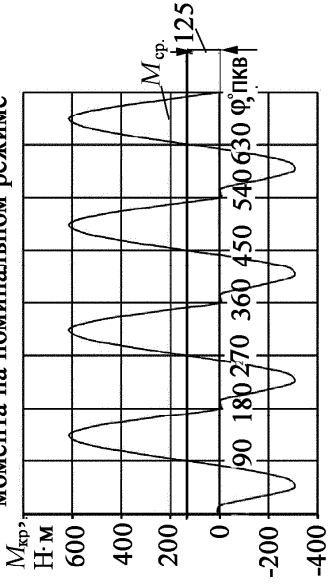
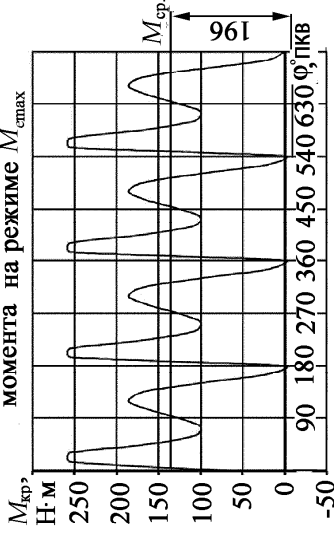


График индикаторного крутящего момента на режиме $M_{сmax}$



ВЛГУ КП.140500.18.0.02			
Удельные силы	МПа	Автомат	44

Рис. 35. Примерная компоновка листа № 2 курсового проекта

где $K_{rш} = m_2 r \omega^2$ – центробежная сила части массы шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки. Поскольку при расчетах используют удельные силы, то удельная сила $K'_{rш} = K_{rш} / F_{п} = (0,514 \cdot 0,0355 \cdot 565,2^2) / 0,005281 = 1,104$ МПа.

Полярную диаграмму нагрузок на шатунную шейку $R'_{ш.ш}$ (в удельных силах) строим следующим образом. Выбрав произвольную точку O (рис. 36) за начало координат, откладываем на оси ординат $K_{уд}$ (положительное направление оси вниз) удельные силы $K_{iуд}$, а по оси абсцисс $T_{уд}$ (положительное направление ее – слева направо) удельные силы $T_{iуд}$ для соответствующего угла поворота коленчатого вала. Графическим сложением

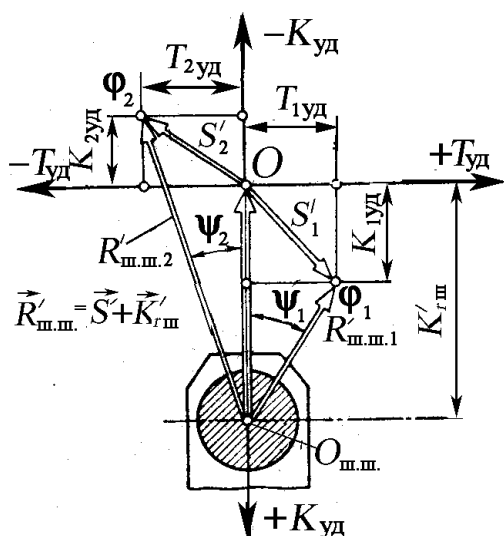


Рис. 36. Схема построения полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку

векторов сил $K_{уд}$ и $T_{уд}$ (см. прил. 6) определяем суммарный вектор сил по углу поворота коленчатого вала $\vec{S}'_i = \vec{K}'_{iуд} + \vec{T}'_{iуд}$ (см. рис. 36).

Так как на шатунную шейку действует сила $K'_{rш}$, которая постоянна по величине и направлению (отрицательна), то начало координат O смещаем вниз в точку $O_{ш.ш.}$ (в положительном направлении оси $K_{уд}$, так как в этом случае учитывается, что она отрицательна). Если теперь из нового начала координат $O_{ш.ш.}$ провести вектор $R'_{ш.ш.}$,

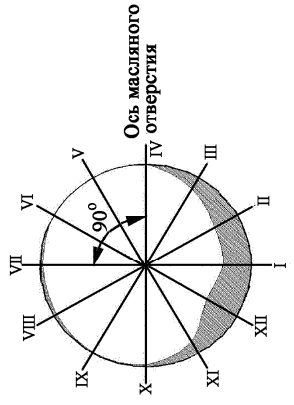
соединив $O_{ш.ш.}$ и конец вектора \vec{S}'_i , то это и будет нагрузка на шатунную шейку при некотором значении угла поворота

коленчатого вала ϕ_i . В действительности построение полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку проводим, используя программу Microsoft Office Excel. Для рассчитанных двух столбцов, выбрав $K_{уд}$ и $T_{уд}$, выбираем в меню «Мастер диаграмм», а тип диаграммы «Точечная». После построения диаграммы начало координат смещаем на величину $K'_{rш}$.

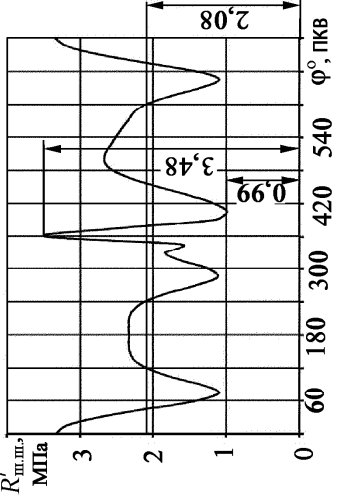
На рис. 37 построена полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку в удельных силах $K_{уд}$ и $T_{уд}$.

Примечание. Построить полярную диаграмму нагрузок вторым методом можно, если составить отдельно таблицу удельных нагрузок в зависимости от угла поворота коленчатого вала, состоящую из двух значений $T_{уд}$ и $K_{уд} - K'_{rш}$. В этом случае диаграмма будет построена с началом координат в точке $O_{ш.ш.}$ При построении с помощью программы Microsoft Office Excel первым и вторым способом необходимо в меню «Формат оси» отметить для оси ординат «обратный порядок значений».

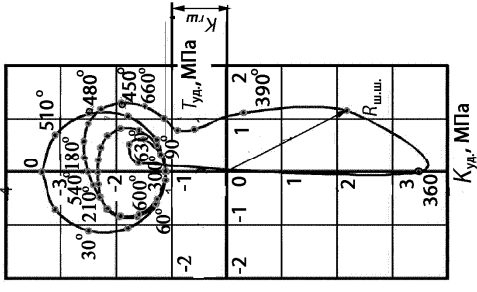
Условная диаграмма
износа шатунной шейки
 $\mu = 2 \text{ МПа/мм}$



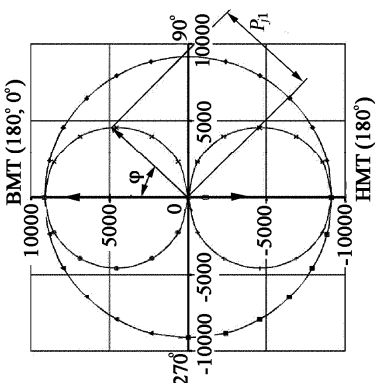
Развернутая диаграмма удельных
нагрузок на шатунную шейку



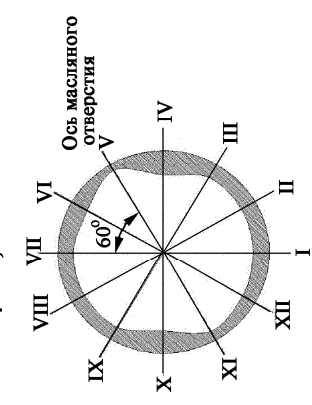
Полярная диаграмма удельных
нагрузок на шатунную шейку



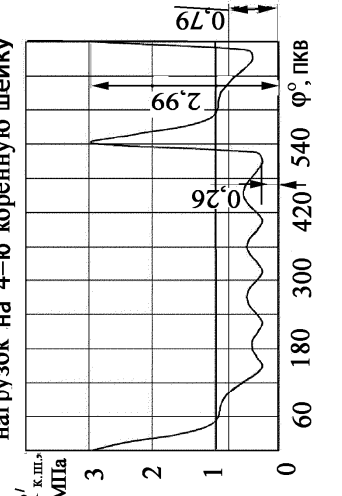
Изменение сил инерции
первого порядка



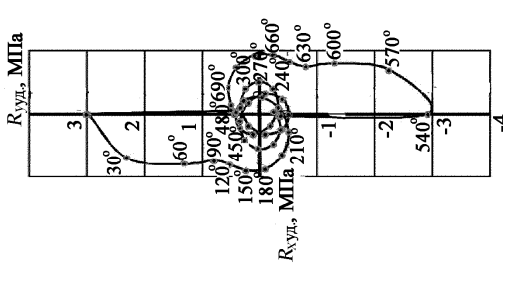
Условная диаграмма
износа коренной шейки
 $\mu = 0,5 \text{ МПа/мм}$



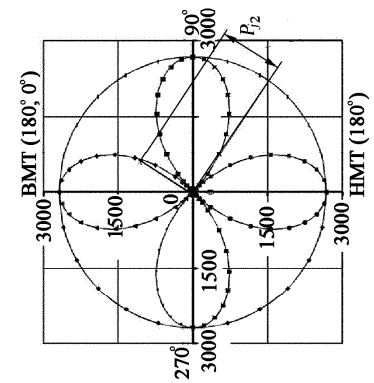
Развернутая диаграмма удельных
нагрузок на 4-ю коренную шейку



Полярная диаграмма удельных
нагрузок на 4-ю коренную шейку



Изменение сил инерции
второго порядка



ВпГУ.КП.140500.18.1.18.03	
Нагрузки на	Шатун
шейки коленчатого	Шатун
вала	Шатун

Рис. 37. Примерная компоновка листа № 3 курсового проекта

В прил. 8 приведены расчетные значения сил $R'_{i_{ш.ш.}}$ для различных значений φ° ПКВ, вычисленные по программе *Dinn*, а на рис. 37 построена развернутая диаграмма удельной силы $R'_{i_{ш.ш.}}$, на основании которой определяют максимальную и минимальную нагрузки на шатунную шейку:

$$R_{ш.ш.маx} = 3,479 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 18,36 \text{ кН};$$

$$R_{ш.ш.миn} = 0,993 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 5,24 \text{ кН}.$$

Развернутая диаграмма $R'_{i_{ш.ш.}}$ позволяет найти среднее значение удельной силы $R_{ш.ш.ср} = 11 \text{ кН}$.

На основании полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку (см. рис. 37) строят условную диаграмму ее износа. При построении диаграммы износа принимаются допущения, что износ пропорционален только усилиям¹⁹, действующим на шейку, и распространяется от точки приложения силы по окружности в обе стороны на одинаковый угол (например 60°).

Условная диаграмма износа построена по точкам [4]. Для этого окружность, представляющую собой шатунную шейку коленчатого вала, поделили шестью диаметрными лучами на равные 12 частей (см. рис. 37). Вокруг шейки наносят направление векторов $R'_{i_{ш.ш.}}$. В таблицу распределения векторов по лучам в графу каждого луча вписывают величины векторов $R_{ш.ш.}$, находящихся в пределах сектора (см. прил. 8), ограниченного линиями под углом 60° в обе стороны от этого луча. Найденные для каждого суммы $R_{\sum i} = \sum (R_{ш.ш.\varphi})_i$ откладывают в выбранном масштабе от окружности к центру.

Найденные для каждого луча суммы $R'_{\sum i} = \sum (R'_{ш.ш.\varphi})_i$, откладывают в выбранном масштабе ($\mu = 3 \text{ МПа/мм}$) от окружности к центру. Концы отрезков соединяют плавной кривой, характеризующей износ шейки (см. рис. 37).

По диаграмме износа шатунной шейки определяем место наименьших давлений на нее, где должно находиться отверстие для подвода масла к шатунному подшипнику. В соответствии с условной диаграммой износа (см. рис. 37) канал для подвода масла к шатунному подшипнику должен располагаться под углом $\alpha = 90^\circ$ от вертикальной оси.

5.8. Силы, действующие на коренные шейки

Проекции удельных сил R_x и R_y , действующих на наиболее нагруженную

¹⁹ В действительности на износ влияет также условия смазывания, тип смазки, условия нагружения и др.

четвертую коренную шейку коленчатого вала, приведены в прил. 9.

Примечание. Наиболее нагруженную шейку можно определить по результатам динамического расчета на двух режимах – номинальном и максимального крутящего момента в файле у.с.). По данным рис. 37 с использованием программы Microsoft Office Excel 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. При построении диаграммы на рис. 37 в соответствии с программой *Dinn* выбрана следующая система координат: положительное направление оси x – справа налево, а ось y – вертикальная.

Суммарная сила определяется по известным ее проекциям на координатные оси R'_x и R'_y (см. прил. 9) $R'_{к.ш} = \sqrt{(R'_x)^2 + (R'_y)^2}$. После расчета значений удельных сил по углу поворота коленчатого вала на рис. 37 построена в прямоугольных координатах их развернутая диаграмма $R'_{к.ш}$, на основании которой определяют максимальную, среднюю и минимальную нагрузки на четвертую коренную шейку:

$$R_{к.ш \max} = 2,99 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 15,79 \text{ кН};$$

$$R_{к.ш \text{ ср.}} = 0,79 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 4,17 \text{ кН};$$

$$R_{к.ш \min} = 0,26 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 1,37 \text{ кН}.$$

По полярной диаграмме (см. рис. 37) строят условную диаграмму износа коренной шейки (аналогично, как строили для шатунной шейки). Суммы сил $\Sigma R'_{к.ш i}$, действующих по направлению каждого луча (от I до XII) диаграммы, приведены в прил. 10. Найденные для каждого луча суммы $R'_{\Sigma i} = \Sigma (R'_{к.ш})_i$, откладывают в выбранном масштабе ($\mu=0,5$ МПа/мм) от окружности к центру. Концы отрезков соединяют плавной кривой, характеризующей износ шейки (см. рис. 37).

Примечание. При построении с помощью программы Microsoft Office Excel полярной диаграммы нагрузок на коренную шейку необходимо в меню «Формат оси» отметить для оси абсцисс (для значений R_x) «обратный порядок значений».

На рис. 37 показан метод определения величин и направлений сил инерции первого P_{j1} и второго P_{j2} порядков для любого угла поворота кривошипа φ с помощью метода вращающихся векторов. Сила P_{j1} определяется как проекция на ось цилиндра вектора $C = m_j r \omega^2$, вращающегося с угловой скоростью ω вращения коленчатого вала.

Для построения окружности радиусом C можно воспользоваться уравнением окружности $x^2 + y^2 = C^2$; $y = \sqrt{C^2 - x^2}$.

Однако для общности построения всех окружностей и кривых в центре круга, как следует из рис. 38, текущие координаты окружности равна $x = C \sin \varphi$; $y = C \cos \varphi$.

Определим сначала значения вектора C , а затем составляем таблицу и заносим подсчитанные значения: по оси абсцисс $x = C \sin \varphi$ для значений угла поворота

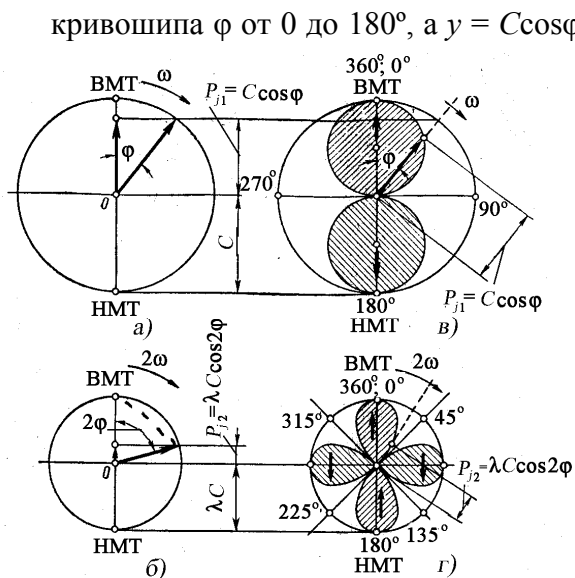


Рис. 38. Векторный метод определения сил инерции первого и второго порядков: а и б – векторные диаграммы; в и г – кривые изменения сил инерции в полярных координатах

$\lambda C \sin \varphi$ и т.д.

Далее строить графики в Microsoft Office Excel как обычно по результатам составленных таблиц с проекциями вектора C на оси x и y в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Напомним, что силы первого P_{j1} и второго P_{j2} порядков для однорядного двигателя всегда действуют в плоскости, проходящей через оси цилиндров.

5.9. Набегающие моменты на коренные и шатунные шейки

Для определения максимального и минимального крутящих моментов, действующих на коренные и шатунные шейки, необходимо либо построить графики набегающих моментов, либо составить таблицы их значений.

Для четырехтактного, четырехцилиндрового бензинового двигателя с порядком работы цилиндров 1 – 3 – 4 – 2 находим величину набегающих моментов на коренные $M_{к.шi}$ и шатунные шейки $M_{ш.шi}$ по следующим зависимостям [2]:

на вторую коренную шейку набегающий момент $M_{к.ш2}$ равен моменту первого цилиндра $M_{к.ш2} = M_{1ц}$;

на третью коренную шейку $M_{к.ш3}$ равен сумме моментов $M_{к.ш2}$ и второго цилиндра $M_{к.ш3} = M_{2ц} + M_{к.ш2}$ (рис. 39);

на четвертую коренную шейку $M_{к.ш4}$ равен сумме моментов $M_{к.ш3}$ и третьего цилиндра $M_{к.ш4} = M_{3ц} + M_{к.ш3}$;

на пятую коренную шейку $M_{к.ш5}$ равен сумме моментов $M_{к.ш4}$ и четвертого цилиндра $M_{к.ш5} = M_{4ц} + M_{к.ш4}$;

на первую шатунную шейку набегающий момент равен $M_{ш.ш1} = 0,5 M_{1ц}$;

кривошипа φ от 0 до 180°, а $y = C \cos \varphi$ для φ от 0 до 90° и от 270 до 360°. Для φ от 180 до 360° находим по оси абсцисс значение $x = -C \sin \varphi$; для φ от 90 до 270° по оси ординат $y = -C \cos \varphi$, а далее строим графики в Microsoft Office Excel, как обычно. Сила P_{j2} определяется как проекция на ось цилиндра вектора $\lambda C = \lambda m_j r \omega^2$ (см. рис. 38, б), вращающего с удвоенной угловой скоростью 2ω . Наглядное представление об изменении величины и знака сил инерции P_{j1} и P_{j2} дают их кривые, изображенные в полярных координатах (см. рис. 38).

Для построения определим сначала вектор λC , а затем заполним таблицу для построения. При угле поворота кривошипа φ от 0 до 45° координаты кривых $y = \lambda C \cos \varphi$ и $x = \lambda C \sin \varphi$; для φ от 45 до 90° – $y = -\lambda C \cos \varphi$ и $x = \lambda C \sin \varphi$; для φ от 90 до 135° – $y = -\lambda C \cos \varphi$ и $x =$

на вторую шатунную шейку – $M_{ш.ш2} = 0,5M_{2ц} + M_{к.ш2}$;

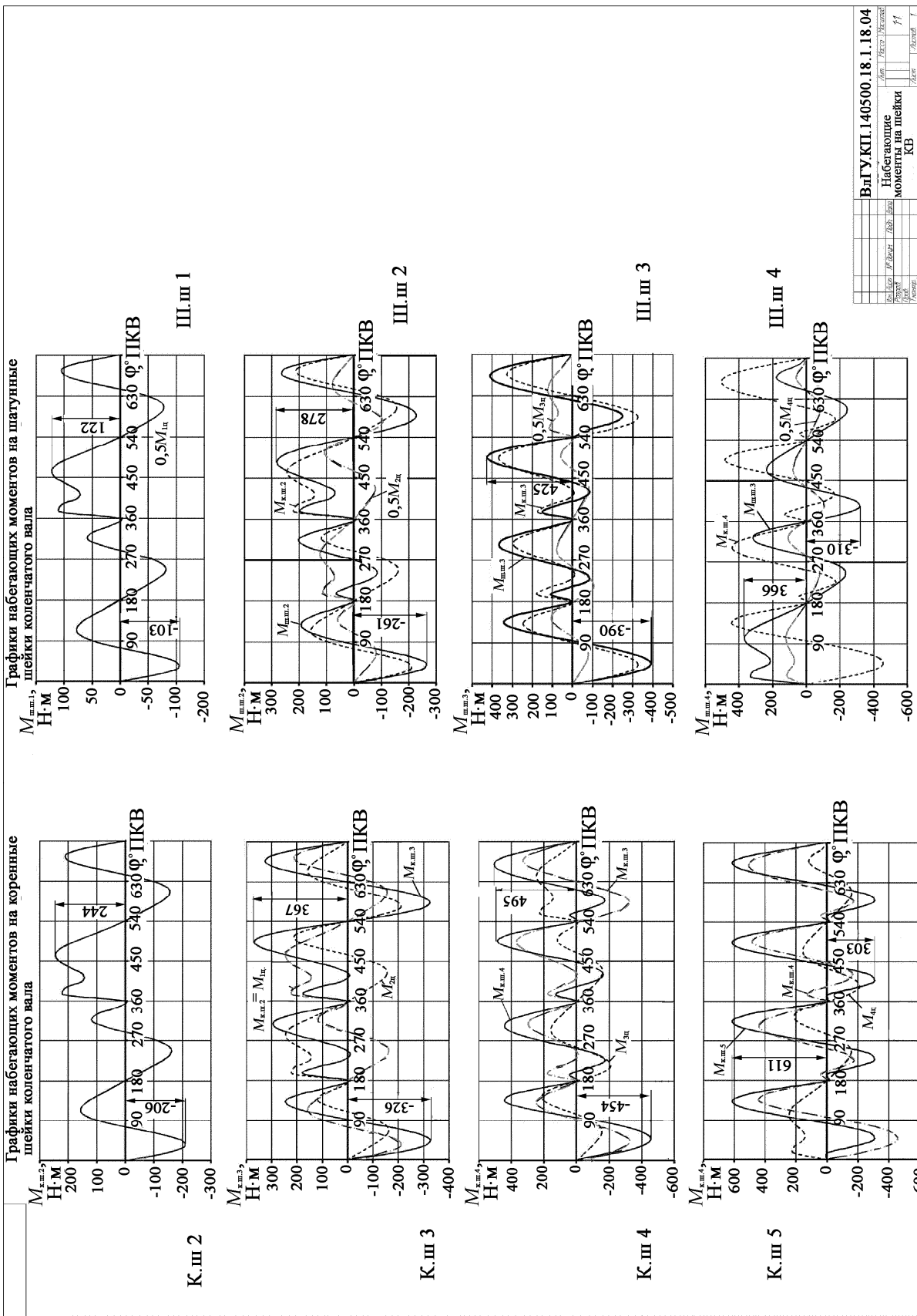


Рис. 39. Примерная компоновка листа № 4 курсового проекта

на третью шатунную шейку – $M_{ш.ш3} = 0,5M_{3ц} + M_{к.ш3}$;

на четвертую шатунную шейку – $M_{ш.ш4} = 0,5 M_{4ц} + M_{к.ш4}$.

В прил. 11 приведены значения набегающих моментов на коренные, а в прил. 12 – на шатунные шейки в зависимости от угла поворота коленчатого вала, на рис. 39 построены графики этих моментов.

5.10. Расчет коленчатого вала на крутильные колебания

5.10.1. Определение эквивалентной длины коленчатого вала

Эквивалентная длина $l_{н.к.в.}$ носка коленчатого вала равна (рис. 40):

$$l_{н.к.в.} = l_{01} + l_{02} + l_{03} + l_{04} + 0,5l_{к.ш.};$$

$$l_{01} = (l_1 + l'_1) \frac{d_{к.ш.}^4}{d_3^4 - \delta_1^4};$$

$$l_{02} = l_2 \frac{d_{к.ш.}^4}{d_2^4 - \delta_1^4};$$

$$l_{03} = \frac{l_3}{3} \frac{d_{к.ш.}^4}{d_2^4} m(m^2 + m + 1);$$

$$l_{04} = (l_4 + l'_4) \frac{d_{к.ш.}^4}{d_1^4};$$

где $l_{кш} = 0,027$ м – длина коренной шейки; $l_1 = 0,028$ м – длина части вала; $l_2 = 0,014$ м; $l_3 = 0,004$ м $d_{к.ш.} = 0,05$ м – диаметр коренной шейки; $\delta_1 = 0,012$ м – диаметр внутреннего облегчающего отверстия на части вала; размеры ступенчатого вала $d_1 = 0,036$ м; $d_2 = 0,03$ м; $d_3 = 0,02$ м; $m = d_2/d_1 = 0,03/0,036 = 0,83$; значения l'_1 и l'_4 определялись по данным рис. 40 [4].

$$l_{01} = (0,028 + 0,0016) \frac{0,05^4}{0,02^4 - 0,012^4} = 1,257 \text{ м};$$

$$l_{02} = 0,014 \frac{0,05^4}{0,03^4 - 0,012^4} = 0,111 \text{ м};$$

$$l_{03} = \frac{0,004}{3} \cdot \frac{0,05^4}{0,03^4} 0,83(0,83^2 + 0,83 + 1) = 0,022 \text{ м};$$

$$l_{04} = (0,015 + 0,0018) \frac{0,05^4}{0,036^4} = 0,056 \text{ м};$$

$$l_{н.к.в.} = 1,257 + 0,111 + 0,022 + 0,056 + 0,5 \cdot 0,027 = 1,458 \text{ м},$$

Эквивалентная длина колена вала по формуле Зиманенко

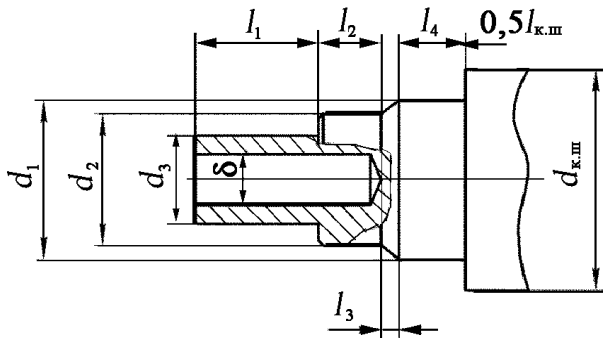


Рис. 40. Носок коленчатого вала

$$\begin{aligned}
l_0 = & \left(l_{\text{к.ш}} + 0,6 \frac{h}{l_{\text{к.ш}}} d_{\text{к.ш}} \right) + \left(0,8 l_{\text{ш.ш}} + 0,2 \frac{b}{r} d_{\text{к.ш}} \right) \frac{d_{\text{к.ш}}^4 - \delta_{\text{к.ш}}^4}{d_{\text{ш.ш}}^4 - \delta_{\text{ш.ш}}^4} + \\
& + \frac{r}{\Phi} \cdot \frac{d_{\text{к.ш}}^4 - \delta_{\text{к.ш}}^4}{hb^3} = \left(0,027 + 0,6 \frac{0,015}{0,027} 0,05 \right) + \\
& + \left(0,8 \cdot 0,25 + 0,2 \frac{0,1}{0,0355} 0,05 \right) \frac{0,05^4}{0,048^4} + \frac{0,0355}{1,1628} \frac{0,05^4}{0,015 \cdot 0,1^3} = 0,115 \text{ м,}
\end{aligned}$$

где $l_{\text{к.ш}} = 0,027$ м – длина коренной шейки; $l_{\text{ш.ш}} = 0,0355$ м – длина шатунной шейки; $h = 0,015$ м – толщина щеки; $d_{\text{к.ш}} = 0,05$ м – диаметр коренной шейки; $d_{\text{ш.ш}} = 0,048$ м – диаметр шатунной шейки; $\delta_{\text{ш.ш}} = 0$ – диаметр облегчающего отверстия в шатунной шейке; $\delta_{\text{к.ш}} = 0$ – диаметр облегчающего отверстия в коренной шейке; $r = 0,0355$ м – радиус кривошипа; $b = 0,1$ м – ширина щеки в месте перекрытия; $\Phi = \sqrt{d_{\text{ш.ш}}/r} = 1,163$ – коэффициент, характеризующий влияние перекрытия шеек.

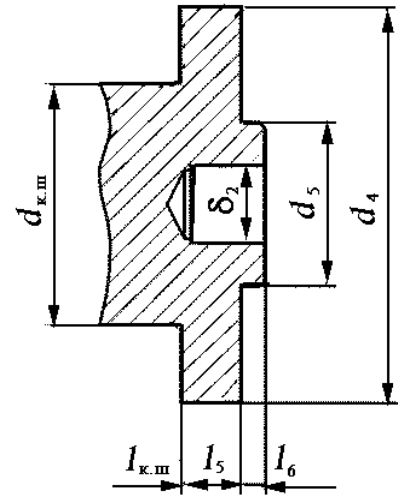


Рис. 41. Хвостовик коленчатого вала

Эквивалентная длина хвостовика коленчатого вала $l_{\text{х.к.в}}$ (рис. 41):

$$\begin{aligned}
l_{\text{х.к.в}} = l_{05} + l_{06} + 0,5l_{\text{к.ш}}; \quad l_{05} = (l_5 + l'_5) \frac{d_{\text{к.ш}}^4}{d_4^4 - \delta_2^4}; \quad l_{06} = (l_6 + l'_6) \frac{d_{\text{к.ш}}^4}{d_5^4 - \delta_2^4}; \\
l_{05} = (0,013 + 0,005) \frac{0,05^4}{0,082^4 - 0,016^4} = 0,0018 \text{ м;} \\
l_{06} = (0,005 - 0,00374) \frac{0,05^4}{0,034^4 - 0,016^4} = 0,025 \text{ м;} \\
l_{\text{х.к.в.}} = 0,0018 + 0,025 + 0,5 \cdot 0,027 = 0,039 \text{ м;}
\end{aligned}$$

Эквивалентная длина коленчатого вала:

$$\begin{aligned}
l_3 = l_{\text{н.к.в.}} + 4l_0 + l_{\text{х.к.в.}}; \\
l_3 = 1,458 + 4 \cdot 0,115 + 0,039 = 1,956 \text{ м.}
\end{aligned}$$

5.10.2. Определение коэффициентов жесткости элементов коленчатого вала

Коэффициент жесткости носка коленчатого вала:

$$c_{01} = \frac{GI_{p0}}{l_{01}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 1,257} = 41484 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$c_{02} = \frac{GI_{p0}}{l_{02}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 0,111} = 470211 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$c_{03} = \frac{GI_{p0}}{l_{03}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 0,022} = 2405399 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$c_{04} = \frac{GI_{p0}}{l_{04}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 0,056} = 933936 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$c_{0,5\text{к.ш}} = \frac{GI_{p0}}{0,5l_{\text{к.ш}}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{16 \cdot 0,027} = 2882520 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\frac{1}{c_{\text{н.к.в}}} = \frac{1}{c_{01}} + \frac{1}{c_{02}} + \frac{1}{c_{03}} + \frac{1}{c_{04}} + \frac{1}{c_{0,5\text{к.ш}}} = \frac{1}{41484} + \frac{1}{470211} +$$

$$+ \frac{1}{2405399} + \frac{1}{933936} + \frac{1}{2882520} = 2,80658 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{м}};$$

$$c_{\text{н.к.в}} = 35631 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коэффициент жесткости хвостовика коленчатого вала $c_{\text{х.к.в}}$.

$$c_{05} = \frac{GI_{p0}}{l_{05}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 0,002} = 28965476 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$c_{06} = \frac{GI_{p0}}{l_{06}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 0,025} = 2119853 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\frac{1}{c_{\text{х.к.в}}} = \frac{1}{c_{05}} + \frac{1}{c_{06}} + \frac{1}{c_{0,5\text{к.ш}}} = \frac{1}{28965476} + \frac{1}{2119853} +$$

$$+ \frac{1}{2882520} = 8,53173 \cdot 10^{-7} \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{м}};$$

$$c_{\text{х.к.в}} = 1172095 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коэффициент жесткости колена вала считается по программе «Колено» разработанной на кафедре ТД и ЭУ (прил. 13). По расчетам по формуле Зиманенко $c = 455455 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (см. прил. 13).

5.10.3. Определение моментов инерции элементов коленчатого вала

Определим момент инерции маховика по так называемой приближенной формуле [4]:

$$I_{\text{м}} = \frac{N_e I_{\text{мр}}}{\omega^3},$$

где $I_{\text{МГ}}$ – безразмерный коэффициент, равный 122 ± 47 (для быстроходных двигателей большие значения $I_{\text{МГ}}$); $I_{\text{М}}$ – приведенный момент инерции маховика, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω – номинальная угловая скорость вращения коленчатого вала, с^{-1} ; N_e – номинальная мощность, Вт.

По исходным данным проектируемого двигателя

$$I_{\text{М}} = \frac{60000 \cdot 169}{565,2^3} = 0,05616 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определим момент инерции шкива по геометрическим размерам, взятым с прототипа.

$$I_{\text{шк}} = m_{\text{шк}} r_{\text{ср}}^2,$$

где $I_{\text{шк}}$ – момент инерции шкива; $m_{\text{шк}}$ – масса шкива; $r_{\text{ср}} = \frac{r_1 + r_2}{2}$ – средний радиус шкива.

$$m_{\text{шк}} = \rho 2\pi b h r_{\text{ср}},$$

где ρ – плотность материала, из которого изготовлен шкив; b – ширина обода;

h – толщина обода.

По конструктивным параметрам, взятым из прототипа, масса шкива:

$$m_{\text{шк}} = 7800 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,011 \cdot 0,0625 = 1,01 \text{ кг},$$

а момент инерции шкива равен $I_{\text{шк}} = 1,01 \cdot 0,0625^2 = 0,00395 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, момент инерции одного кривошипа $I_{\text{к}} = I_{\text{к.ш}} + I_{\text{ш.ш}} + 2I_{\text{ш}} + I_2 + 2I_{\text{пр}}$. Расчет ведется по программе «Moment», разработанной на кафедре ТД и ЭУ (исходные данные и результаты расчета приведены в прил. 14 и 15).

По конструктивным параметрам прототипа получаем

$$I_{\text{к}} = 0,00013 + 0,00055 + 2 \cdot 0,00064 + 0,00065 + 2 \cdot 0,00069 = 0,00401 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

общий момент инерции всей крутильно-колеблющейся системы равен

$$I_{\text{к.с}} = I_{\text{М}} + 4I_{\text{к}} + I_{\text{шк}} = 0,05616 + 4 \cdot 0,00401 + 0,00395 = 0,07613 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

5.10.4. Определение частоты собственных колебаний коленчатого вала проектируемого бензинового двигателя

Частоты собственных колебаний по первой и второй формам определяются по программе «Frig», разработанной на кафедре ТД и ЭУ (исходные данные и результаты расчета приведены в прил. 16). По результатам расчетов частота собственных колебаний по первой форме $\omega_{c1} = 2718,5 \text{ с}^{-1}$; а число свободных колебаний в минуту равно

$$n_{cl} = \frac{30 \cdot 2718,5}{3,14} = 25973 \text{ мин}^{-1}.$$

По частотной диаграмме, изображенной на рис. 42, на которой по оси ординат отложены частоты свободных колебаний n_{ci} , а по оси абсцисс – частота вращения коленчатого вала двигателя n , мин^{-1} , определяем резонансную частоту вращения коленчатого вала, из рабочего диапазона частот. В нашем случае в рабочий диапазон попадает одна опасная, для четырехцилиндровых двигателей, гармоника номер 6. В итоге резонансной частотой является $n_{p.k1} = 4330 \text{ мин}^{-1}$.

5.10.5. Расчет резинового слоя демпфера крутильных колебаний

При расчете резинового слоя принимается, что статический модуль упругости первого рода $E_{ст} = 0,98 \dots 4,9$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,47$, а модули первого $E_{ст}$ и второго рода G связаны зависимостью $E_{ст} = 3G$. Отрыв привулканизированной резины от металлической поверхности происходит при напряжении $\sigma_{отр} = 4$ МПа, а предел прочности на разрыв резиновых образцов $\sigma_{в} = 12 \dots 35$ МПа.

Коэффициент жесткости резинового слоя цилиндрической формы

$$c_{0,1} = \frac{4\pi G l r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2},$$

где r_1 и r_2 – внутренний и наружный радиусы резинового слоя (цилиндра), l – его ширина.

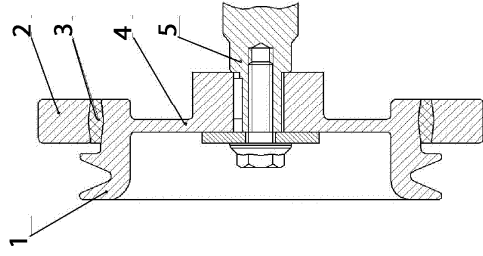
Исходя из конструктивных данных $r_1 = 0,075$ м; $r_2 = 0,080$ м; $l = 0,020$ м.

Так как G находится в пределах $0,33 \dots 1,63$ МПа, то

$$c_{0,1} = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot (330000 \dots 1630000) \cdot 0,020 \cdot 0,075^2 \cdot 0,080^2}{0,080^2 - 0,075^2} = (11431 \dots 57060) \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

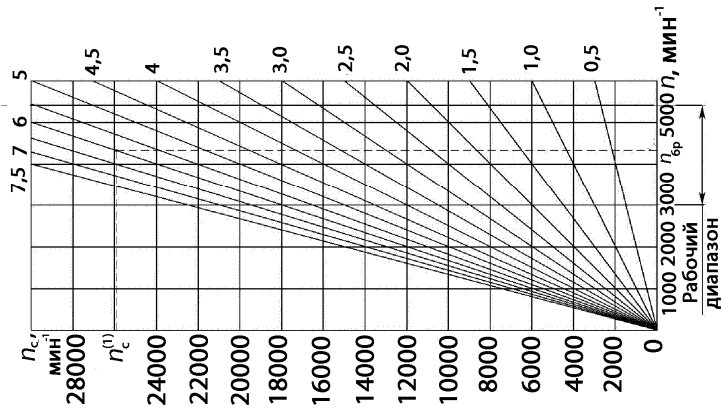
Для выбора необходимого коэффициента жесткости резинового слоя требуется составить эквивалентную схему, добавив одну массу маховика демпфера. Момент инерции ее можно выбрать приближенно, например, взяв его примерно равным $1 \dots 2$ % от общего момента инерции крутильно-колеблющейся системы, а начальный коэффициент жесткости, взяв, например, $c_{0,1} = 10000 \dots 15000$ Н·м. Определяем относительные амплитуды носка коленчатого вала по двум формам при изменении $c_{0,1}$. По этим данным строим графики зависимостей относительных амплитуд колебаний первой массы приведенной системы коленчатого вала от коэффициента жесткости резинового слоя, на их пересечении получаем оптимальный коэффициент жесткости (см. рис. 42).

Резиновый демпфер крутильных колебаний



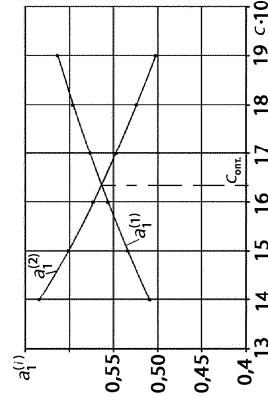
1. Шкив.
2. Маховик демпфера.
3. Резиновый слой.
4. Корпус демпфера.
5. Носок колчатого вала.

Частотная диаграмма

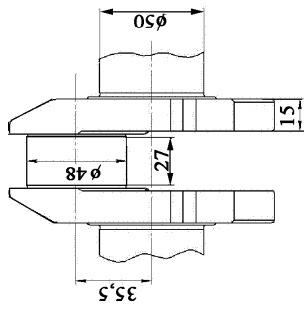


Амплитуды маховика корпуса по первой и второй формам колебаний в зависимости от коэффициента жесткости резинового слоя Ср.с.

Ср.с., Н/м	$a_1^{(1)}$	$a_1^{(2)}$
14000	0,5089	0,6341
15000	0,5335	0,600
16000	0,5561	0,5727
17000	0,5678	0,5473
18000	0,5958	0,5240
19000	0,6133	0,5024

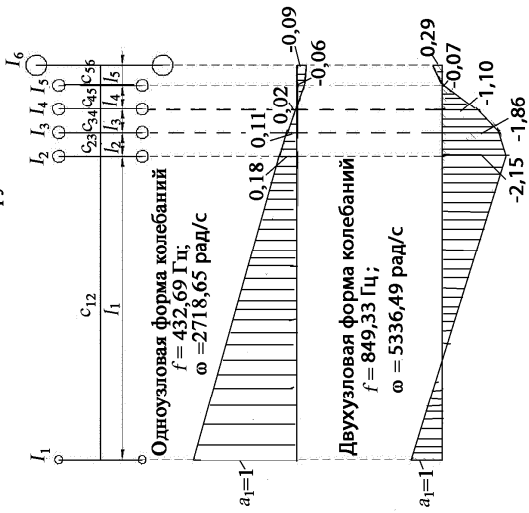


Изменение относительных амплитуд при крутильных колебаниях корпуса демпфера по первой $a_1^{(1)}$ и второй $a_1^{(2)}$ формам колебаний в зависимости от коэффициента жесткости резинового слоя



$I_i \cdot 10^2, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,395	0,401	0,401	0,401	0,401	5,616
$C_{i,i+1} \cdot 10^4, \text{Н} \cdot \text{м}$	3,5743	45,5455	45,5455	45,5455	130,68	

Расчетная схема шестимассовой крутильной системы



ВЛГУ.КП. 140500.18.1.18.05	
Исполн.	Рассчитан
Проверен	Утвержден
Составитель	Специалист
Инженер	Инженер
Мастер	Мастер
Директор	Директор
Кафедра	ТД и ЭУ
Лист	Д-107

Рис. 42. Примерная компоновка листа № 5 курсового проекта

По нашим данным определяем момент инерции маховика демпфера (составляет ориентировочно 2 %)

$I_{м.д} = 0,02 \cdot 0,07613 = 0,00152 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а коэффициент жесткости резинового слоя – $c_{0,1} = 16348 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Примечание. В расчетно-пояснительной записке следовало бы привести новую эквивалентную схему крутильно-колеблющейся системы коленчатого вала ДВС с резиновым демпфером (в данном случае – семимассовая система) с выбранным моментом инерции маховика демпфера $I_{0,1} = 0,00152 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Изменяя с каким-либо шагом коэффициент жесткости резинового слоя $c_{0,1}$ от 11431 до 57060 Н·м, провести расчет свободных колебаний и вычислить относительную амплитуду первой массы (корпуса демпфера). После этого строятся графики $a_1^{(1)} = f(c_{0,1})$ и $a_1^{(2)} = f(c_{0,1})$ (при построении графика амплитуду $a_1^{(2)}$ следует брать по абсолютной величине). На пересечении этих графиков определяется оптимальная жесткость резинового слоя демпфера.

Кроме того, необходимо было определить амплитуду вынужденных резонансных колебаний, максимальный угол закрутки и величину касательного напряжения в узловой точке для обоснования применения демпфера крутильных колебаний.

После установки демпфера также определить касательное напряжение в узловой точке от резонансных крутильных колебаний (оно должно быть $\tau < 26 \text{ МПа}$).

Все люди ошибаются – я с ними,
Искусно подбирая здесь сравненья:
Готов ошибки называть пустыми...

*Уильям Шекспир*²⁰

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В пособии приведены основные формулы для расчета кинематики, динамики кривошипно-шатунного механизма (КШМ), а также на крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей. Необходимость уже на стадии проектирования обеспечить долговечность деталей кривошипно-шатунного механизма требует достаточно подробного расчета всех факторов, влияющих на нагрузки на КШМ, а значит, и на надежность двигателя. В пособии приведены методики проектирования оптимальных (с точки зрения наибольшего демпфирования) конструктивных параметров демпферов крутильных колебаний внутреннего трения, а также приведен экспресс-метод определения параметров жидкостного демпфера.

В качестве примера даны результаты расчетных и экспериментальных исследований кинематики и динамики КШМ бензинового двигателя, проведенных студентом группы Д-107 А.А. Сафьяновым

При работе над курсовым и дипломными проектами расчеты рекомендуется проводить по описанным в пособии [3] программам или на ПЭВМ с помощью программы Microsoft Excel или Mathcad, поскольку, несмотря на то, что ДВС является сложной механической системой, расчеты проводятся по однотипным вычислениям.

Материал, изложенный в пособии, окажет несомненную помощь студентам как дневной, так и заочной форм обучения.

²⁰ Шекспир У. Трагедии. Комедии. Сонеты – М.: Эксмо, 2010. – 336 с.

Расчет цикла бензинового двигателя на номинальном режиме

И С Х О Д Н Ы Е П А Р А М Е Т Р Ы		И Н Д И К А Т О Р Н А Я Д И А Г Р А М М А				
КОД РАСЧЕТА: цикла-0; цикла + нагрузки на КШМ -1..КО=1		УГОЛ ПЕРЕМ.	ПАРАМЕТРЫ ГАЗА В ЦИЛИНД.			
АТМОСФЕРНОЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....	PO= 1.000	ПКВ ПОРШНЯ	ОБЪЕМ	ДАВЛЕНИЕ	ТЕМПЕР.	
ТЕМПЕРАТУРА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, °С.....	TO=298.0	ГРАД.	ДМЗ	МПа	К	
ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ, кВт.....	BNE= .0	180	71.00	.4207	.0880	336.9
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА, мин-1.....	OB=5400.0	190	70.62	.4187	.0886	337.5
ЧИСЛО ЦИЛИНДРОВ.....	KC= 4	200	69.47	.4126	.0904	339.4
СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ.....	SC= 9.2	210	67.55	.4025	.0935	342.6
ДИАМЕТР ЦИЛИНДРА, мм.....	DI= 82.0	220	64.86	.3883	.0983	347.3
ХОД ПОРШНЯ, мм.....	SI= 71.0	230	61.41	.3700	.1050	353.6
ДЕЗАКСАЖ.....	DEZ= .000	240	57.22	.3479	.1143	361.9
ОТНОШЕНИЕ S/D.....	SD= .866	250	52.33	.3221	.1271	372.6
ОТНОШЕНИЕ РАДИУСА КРИВОШИПА К ДЛИНЕ ШАТУНА.....	ORL= .293	260	46.82	.2930	.1448	386.1
КОЭФФИЦИЕНТ ИЗЫТКА ВОЗДУХА.....	AL= .950	270	40.82	.2613	.1695	403.1
МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД.....	ETM= .835	280	34.49	.2613	.2046	424.4
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ НАДУВЕ.....	PIK=1.000	290	28.04	.1938	.2557	451.0
ПРИРАЩЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СВ. ЗАРЯДА ПРИ НАПОЛНЕНИИ.....	DT= 5.0	300	21.72	.1604	.3317	484.3
ТЕМПЕРАТУРА ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ, К.....	TR=1000.0	310	15.78	.1290	.4476	525.7
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....	CI= .88	320	10.48	.1011	.6266	576.3
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....	C2=1.12	330	6.07	.0778	.8987	636.1
КОЭФФИЦИЕНТ ДОЗАРЯДКИ.....	DOZ=1.00	340	2.75	.0603	1.2765	700.1
КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ.....	FID= .93	350	.70	.0494	1.6777	754.4
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ 'Z'.....	CIZ= .85	360	.00	.0457	1.8664	776.7
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ 'V'.....	CIV= .87	361	.01	.0458	6.9487	2749.6
ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ОНВ, МПа.....	DPX= .0000	362	.03	.0459	6.9283	2748.2
ПОНИЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ОНВ, °С.....	DTX= .0	363	.06	.0461	6.8946	2745.7
КПД: НАГРЕВАТЕЛЯ.....	SK=1.000	364	.11	.0463	6.8478	2742.4
ТУРБИНЫ.....	ST=1.000	365	.17	.0466	6.7886	2738.1
		366	.25	.0471	6.7174	2732.9
		367	.34	.0475	6.6352	2726.9
		368	.45	.0481	6.5426	2720.0
		369	.56	.0487	6.4406	2712.3
		370	.70	.0494	6.3302	2703.9
		371	.84	.0502	6.2122	2694.8
		372	1.00	.0510	6.0878	2685.0
		373	1.17	.0519	5.9578	2674.6
		374	1.36	.0529	5.8233	2663.6
		375	1.56	.0539	5.6852	2652.1
		376	1.77	.0551	5.5443	2640.2
		377	2.00	.0563	5.4016	2627.8
		378	2.23	.0575	5.2577	2615.1
		379	2.48	.0588	5.1135	2602.1
		380	2.75	.0602	4.9695	2588.7
		390	6.06	.0777	3.6420	2448.0
		400	10.47	.1010	2.6459	2311.3
		410	15.77	.1290	1.9639	2190.6
		420	21.71	.1604	1.5059	2088.4
		430	28.04	.1938	1.1957	2003.6
		440	34.48	.2278	.9815	1933.7
		450	40.81	.2613	.8306	1876.5
		460	46.81	.2929	.7224	1830.0
		470	52.32	.3220	.6437	1792.4
		480	57.21	.3479	.5859	1762.3
		490	61.41	.3700	.5434	1738.6
		500	64.86	.3883	.5124	1720.3
		510	67.55	.4025	.4905	1706.8
		520	69.47	.4126	.4758	1697.6
		530	70.62	.4187	.4674	1692.1
		540	71.00	.4207	.4647	1690.3
В Ч И С Л Е Н Н Ы Е П А Р А М Е Т Р Ы						
ДАВЛЕНИЕ НАДУВА (НА ВПУСКЕ) РК, МПа.....	= 1.000					
ТЕМПЕРАТУРА НА ВПУСКЕ ТК, К.....	=298.0					
ПЛОЩАДЬ ПОРШНЯ, ДМ ²	= .5281					
РАБОЧИЙ ОБЪЕМ ЦИЛИНДРА, ДМ ³	= .3750					
КОЭФФИЦИЕНТ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....	= .049					
КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ.....	= .837					
НАЧАЛО СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....	= .0880					
ТЕМПЕРАТУРА, К.....	=335.3					
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТИЯ.....	=1.376					
КОНЕЦ СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....	=1.8664					
ТЕМПЕРАТУРА, К.....	= 776.7					
МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА СГОРАНИЯ, К.....	=2750.1					
МАКСИМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ЦИКЛА: расчетное, МПа.....	=6.9554					
действительное, МПа.....	=5.9121					
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ СГОРАНИИ.....	=3.727					
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ РАСШИРЕНИЯ.....	=1.219					
КОНЕЦ РАСШИРЕНИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....	= .4647					
ТЕМПЕРАТУРА, К.....	=1690.3					
ИНДИКАТОРНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....	=1.0664					
МОЩНОСТЬ, кВт.....	= 71.9					
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт.ч).....	=228.1					
К.П.Д.	= .359					
ЭФФЕКТИВНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....	= .8905					
МОЩНОСТЬ, кВт.....	= 60.1					
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт.ч).....	=273.2					
К.П.Д.	= .300					
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, Н.м.....	=106.23					
СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПОРШНЯ, м/с.....	=12.78					
ЧАСОВОЙ РАСХОД ТОПЛИВА, кг/ч.....	=16.41					
ЧАСОВОЙ РАСХОД ВОЗДУХА, кг/ч.....	=233.34					

Расчет цикла бензинового двигателя на режиме максимального крутящего момента

И С Х О Д Н Ы Е П А Р А М Е Т Р Ы	ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА				
	УГОЛ ПЕРЕМ.	ПАРМЕТРЫ	ПАРАМЕТРЫ ГАЗА В ЦИЛИНД.		
	ПКВ ПОРШНЯ	ОБЪЕМ	ДАВЛЕНИЕ	ТЕМПЕР.	
	ГРАД.	ММ	ДМЗ	МПа	К
КОД РАСЧЕТА: цикла-0; цикла + нагрузки на КШМ -0..KO=0					
АТМОСФЕРНОЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....PO=.1000					
ТЕМПЕРАТУРА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, °С.....TO=298.0					
ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ, кВт.....BNE= .0					
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА, МИН-1.....OV=3000.0	180	71.00	.4207	.0890	337.3
ЧИСЛО ЦИЛИНДРОВ.....KC= 4	190	70.62	.4187	.0896	337.9
СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ.....SG= 9.2	200	69.47	.4126	.0914	339.8
ДИАМЕТР ЦИЛИНДРА, ММ.....DI= 82.0	210	67.55	.4025	.0946	342.9
ХОД ПОРШНЯ, ММ.....SI= 71.0	220	64.86	.3883	.0994	347.6
ДЕЗАКСАЖ.....DEZ= .000	230	61.41	.3700	.1062	354.0
ОТНОШЕНИЕ S/D.....SD= .866	240	57.22	.3479	.1156	362.3
ОТНОШЕНИЕ РАДИУСА КРИВОШИПА К ДЛИНЕ ШАТУНА.....ORL= .293	250	52.33	.3221	.1285	372.9
КОЭФФИЦИЕНТ ИЗЫБКА ВОЗДУХА.....AL= .950	260	46.82	.2930	.1464	386.5
МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД.....ETM= .870	270	40.82	.2613	.1714	403.5
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ НАДДУВЕ.....PIK=1.000	280	34.49	.2613	.2069	424.8
ПРИРАЩЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СВ. ЗАРЯДА ПРИ НАПОЛНЕНИИ.....DT= 5.0	290	28.04	.1938	.2586	451.5
ТЕМПЕРАТУРА ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ, К.....TR=1000.0	300	21.72	.1604	.3355	484.8
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....C1= .89	310	15.78	.1290	.4527	526.2
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....C2=1.10	320	10.48	.1011	.6337	576.9
КОЭФФИЦИЕНТ ДОЗАРЯДКИ.....DOZ=1.10	330	6.07	.0778	.9089	636.7
КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ.....FID= .97	340	2.75	.0603	1.2909	700.8
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ 'Z'.....CIZ= .90	350	.70	.0494	1.6966	755.1
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ 'B'.....CIB= .91	360	.00	.0457	1.8874	777.5
ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ОНВ, МПа.....DPX= .0000	361	.01	.0458	7.3191	2865.7
ПОНИЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ОНВ, С.....DTX= .0	362	.03	.0459	7.2974	2864.1
КПД: НАГРЕТАТЕЛЯ.....SK=1.000	363	.06	.0461	7.2614	2861.4
ТУРБИНЫ.....ST=1.000	364	.11	.0463	7.2116	2857.7
	365	.17	.0466	7.1485	2853.0
	366	.25	.0471	7.0728	2847.2
	367	.34	.0475	6.9852	2840.5
	368	.45	.0481	6.8866	2832.9
ДАВЛЕНИЕ НАДДУВА (НА ВПУСКЕ) РК, МПа.....= .1000	369	.56	.0487	6.7780	2824.4
ТЕМПЕРАТУРА НА ВПУСКЕ ТК, К.....=298.0	370	.70	.0494	6.6605	2815.1
ПЛОЩАДЬ ПОРШНЯ, ДМ2.....= .5281	371	.84	.0502	6.5350	2804.9
РАБОЧИЙ ОБЪЕМ ЦИЛИНДРА, ДМЗ.....= .3750	372	1.00	.0510	6.4026	2794.1
КОЭФФИЦИЕНТ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....= .043	373	1.17	.0519	6.2643	2782.6
КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ.....= .935	374	1.36	.0529	6.1213	2770.4
НАЧАЛО СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= .0890	375	1.56	.0539	5.9744	2757.7
ТЕМПЕРАТУРА, К.....=335.7	376	1.77	.0551	5.8247	2744.5
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТИЯ.....=1.376	377	2.00	.0563	5.6730	2730.9
КОНЕЦ СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....=1.8874	378	2.23	.0575	5.5202	2716.8
ТЕМПЕРАТУРА, К.....= 777.5	379	2.48	.0588	5.3671	2702.4
МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА СГОРАНИЯ, К.....=2866.3	380	2.75	.0602	5.2142	2687.6
МАКСИМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ЦИКЛА: расчетное, МПа.....=7.3263	390	6.06	.0777	3.8077	2532.4
действительное, МПа.....=6.2274	400	10.47	.1010	2.7562	2382.2
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ СГОРАНИИ.....=3.882	410	15.77	.1290	2.0387	2250.1
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ РАСШИРЕНИЯ.....=1.233	420	21.71	.1604	1.5585	2138.6
КОНЕЦ РАСШИРЕНИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= .4745	430	28.04	.1938	1.2342	2046.3
ТЕМПЕРАТУРА, К.....=1707.7	440	34.48	.2278	1.0108	1970.4
ИНДИКАТОРНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....=1.1640	450	40.81	.2613	.8538	1908.5
МОЩНОСТЬ, кВт.....= 43.6	460	46.81	.2929	.7413	1858.2
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт.ч).....=233.6	470	52.32	.3220	.6597	1817.6
К.П.Д.= .351	480	57.21	.3479	.5998	1785.1
ЭФФЕКТИВНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....=1.0127	490	61.41	.3700	.5558	1759.6
МОЩНОСТЬ, кВт.....= 38.0	500	64.86	.3883	.5238	1740.0
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт.ч).....=268.5	510	67.55	.4025	.5011	1725.4
К.П.Д.= .305	520	69.47	.4126	.4860	1715.5
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, Н.м.....=120.82	530	70.62	.4187	.4773	1709.6
СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПОРШНЯ, м/с.....= 7.10	540	71.00	.4207	.4745	1707.7
ЧАСОВОЙ РАСХОД ТОПЛИВА, кг/ч.....=10.19					
ЧАСОВОЙ РАСХОД ВОЗДУХА, кг/ч.....=144.89					

Stop - Program terminated.

Перемещение $s_{п}$, скорость $v_{п}$ и ускорение $j_{п}$ поршня
проектируемого бензинового двигателя

φ° ПКВ	$s_{п1} \cdot 10^3$, м	$s_{п2} \cdot 10^3$, м	$s_{п} \cdot 10^3$, м	$v_{п1}$, м/с	$v_{п2}$, м/с	$v_{п}$, м/с	$j_{п1}$, м/с ²	$j_{п2}$, м/с ²	$j_{п}$, м/с ²
0	0	0	0	0	0	0	11341	3327	14668
15	1,210	0,349	1,558	5,19	1,47	6,66	10954	2881	13836
30	4,756	1,302	6,058	10,03	2,55	12,58	9821	1664	11485
45	10,398	2,604	13,002	14,19	2,94	17,13	8019	0	8019
60	17,750	3,906	21,656	17,38	2,55	19,93	5670	-1664	4007
75	26,312	4,859	31,171	19,38	1,47	20,85	2935	-2881	54
90	35,500	5,208	40,708	20,06	0	20,06	0	-3327	-3327
105	44,688	4,859	49,547	19,38	-1,47	17,91	-2935	-2881	-5817
120	53,250	3,906	57,156	17,38	-2,55	14,83	-5670	-1664	-7334
135	60,602	2,604	63,206	14,19	-2,94	11,24	-8019	0	-8019
150	66,244	1,302	67,546	10,03	-2,55	7,48	-9821	1664	-8158
165	69,790	0,349	70,139	5,19	-1,47	3,72	-10954	2881	-8073
180	71,000	0	71,000	0	0	0	-11341	3327	-8013
195	69,790	0,349	70,139	-5,19	1,47	-3,72	-10954	2881	-8073
210	66,244	1,302	67,546	-10,03	2,55	-7,48	-9821	1664	-8158
225	60,602	2,604	63,206	-14,19	2,94	-11,24	-8019	0	-8019
240	53,250	3,906	57,156	-17,38	2,55	-14,83	-5670	-1664	-7334
255	44,688	4,859	49,547	-19,38	1,47	-17,91	-2935	-2881	-5817
270	35,500	5,208	40,708	-20,06	0	-20,06	0	-3327	-3327
285	26,312	4,859	31,171	-19,38	-1,47	-20,85	2935	-2881	54
300	17,750	3,906	21,656	-17,38	-2,55	-19,93	5670	-1664	4007
315	10,398	2,604	13,002	-14,19	-2,94	-17,13	8019	0	8019
330	4,756	1,302	6,058	-10,03	-2,55	-12,58	9821	1664	11485
345	1,210	0,349	1,558	-5,19	-1,47	-6,66	10954	2881	13836
360	0	0	0	0	0	0	11341	3327	14668

Угловое перемещение β , угловая скорость качания $\omega_{ш}$
и угловое ускорение качания $\varepsilon_{ш}$ шатуна

φ° ПКВ	β , рад	$\omega_{ш}$, c^{-1}	$\varepsilon_{ш}$, c^{-2}
0	0	165,8231	0
15	0,076008	160,1729	-24257,4
30	0,147225	143,6071	-46861,6
45	0,208975	117,2547	-66272,3
60	0,256898	82,91157	-81166,7
75	0,287329	42,91819	-90529,7
90	0,297769	0	-93723,2
105	0,287329	-42,9182	-90529,7
120	0,256898	-82,9116	-81166,7
135	0,208975	-117,255	-66272,3
150	0,147225	-143,607	-46861,6
165	0,076008	-160,173	-24257,4
180	0	-165,823	0
195	-0,07601	-160,173	24257,36
210	-0,14723	-143,607	46861,62
225	-0,20897	-117,255	66272,34
240	-0,2569	-82,9116	81166,71
255	-0,28733	-42,9182	90529,7
270	-0,29777	0	93723,24
285	-0,28733	42,91819	90529,7
300	-0,2569	82,91157	81166,71
315	-0,20897	117,2547	66272,34
330	-0,14723	143,6071	46861,62
345	-0,07601	160,1729	24257,36
360	0	165,8231	0

Исходные данные для динамического расчета бензинового двигателя

РАДИУС КРИВОШИПА R (м)0.036
 ДИАМЕТР ЦИЛИНДРА D (м)0.082
 ЧИСЛО ОБОРОТОВ ВАЛА N (мин⁻¹)5400.00
 СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ E9.20
 КОЛИЧЕСТВО ЦИЛИНДРОВ KC 4
 ДЛИНА ШАТУНА DL (м)0.121
 ДАВЛЕНИЕ ВПУСКА PA (МПа)0.1000
 МАКСИМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ЦИКЛА PZ (МПа) 6.96
 ДАВЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ PR (МПа)0.1000
 ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТИЯ n11.378
 ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ РАСШИРЕНИЯ n21.222
 СТЕПЕНЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСШИРЕНИЯ SR1.00
 МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. PD0.83
 МАССА ДЕТАЛЕЙ, СОВЕРШАЮЩИХ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ VJ1 (кг)0.806
 МАССА ШАТУНА, ОТНЕСЕННАЯ К КРИВОШИПУ VJ2 (кг)0.514
 УГОЛ ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКА UOV (град) 23
 ПЕРИОД ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ UZV (град) 14
 ФАЗЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ:
 НАЧАЛО ПРОЦЕССА ВПУСКА VRN (град) 25
 КОНЕЦ ПРОЦЕССА ВПУСКА VRK (град) 54
 НАЧАЛО ПРОЦЕССА ВЫПУСКА VIPN (град) 68
 КОНЕЦ ПРОЦЕССА ВЫПУСКА VIPK (град) 25
 УГЛОВЫЕ СМЕЩЕНИЯ НАЧАЛА РАБОЧЕГО ХОДА В ЦИЛИНДРАХ
 1-го ОТНОСИТЕЛЬНО 1-го ЦИЛИНДРА 0.00
 2-го ОТНОСИТЕЛЬНО 1-го ЦИЛИНДРА 540.00
 3-го ОТНОСИТЕЛЬНО 1-го ЦИЛИНДРА 180.00
 4-го ОТНОСИТЕЛЬНО 1-го ЦИЛИНДРА 360.00
 К РАСЧЕТУ УДЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ
 ДИАМЕТР ШАТУННОЙ ШЕЙКИ DN (мм)48.00
 ДЛИНА РАБОЧЕЙ ЧАСТИ ШАТУННОЙ ШЕЙКИ DLN (мм)24.00
 ***** К РАСЧЕТУ УДЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК НА КОРЕННЫЕ ШЕЙКИ *****

номер	приведенные массы	приведенные массы	угол наклона
шейки	шек VJS, кг	противовесов VJP, кг	противовесов UN, град
1	0.044	0.318	0
2	0.044	0.318	0
3	0.044	0.318	0
4	0.044	0.318	0
5	0.044	0.318	0
6	0.044	0.318	0
7	0.044	0.318	0
8	0.044	0.318	0

ПРИВЕДЕННАЯ МАССА ШАТУННОЙ ШЕЙКИ VJN (кг)0.308
 ПРИВЕДЕННЫЕ МАССЫ ВНЕШНИХ ПРОТИВОВЕСОВ (кг): 1-го 0.000 2-го 0.000
 УГОЛ НАКЛОНА ВНЕШНИХ ПРОТИВОВЕСОВ UV (град)0.00

НОМЕР КОРЕННОЙ ШЕЙКИ	РАБОЧАЯ ДЛИНА КОРЕННОЙ ШЕЙКИ DLK (мм)
1	26.80
2	26.80
3	26.80
4	26.80
5	26.80

ДИАМЕТР КОРЕННЫХ ШЕЕК DK (мм)51.00

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

ПОСЛЕ СКРУГЛЕНИЯ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ
 СКОРОСТЬ НАРАСТАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПЕРИОД ВИДИМОГО СГОРАНИЯ SND (МПа/град) ..0.56
 ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА:
 СРЕДНИЙ ИНДИКАТОРНЫЙ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ ДВИГАТЕЛЯ DM3 (Н·м) ...128.21
 ЭФФЕКТИВНЫЙ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ ДВИГАТЕЛЯ DME (Н·м)106.42
 КОЭФФИЦИЕНТ НЕРАВНОМЕРНОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА VOL7.23

Удельные силы и крутящий момент, действующие в КШМ
первого кривошипа, МПа

φ° ПКВ	$P_{г.уд.}$	P_{judj}	$P_{суд.}$	$N_{уд.}$	$S_{уд.}$	$T_{уд.}$	$K_{уд.}$	$M_{кр}$
0	0	-2,236	-2,236	-2,236	-0,034	-2,231	-0,151	11
30	0	-1,755	-1,755	-1,774	-0,26	-1,389	-1,103	-172
60	0	-0,612	-0,612	-0,633	-0,161	-0,167	-0,611	-280
90	0	0,508	0,508	0,532	0,156	-0,156	0,508	119
120	0	1,12	1,12	1,158	0,294	-0,815	0,823	553
150	0	1,246	1,246	1,26	0,185	-1,172	0,463	501
180	0	1,224	1,224	1,224	0	-1,224	0	0
210	0,006	1,246	1,253	1,266	-0,186	-1,178	-0,465	-172
240	0,03	1,12	1,15	1,189	-0,302	-0,837	-0,845	-280
270	0,093	0,508	0,601	0,629	-0,184	-0,185	-0,601	119
300	0,277	-0,612	-0,334	-0,346	0,088	-0,091	0,334	553
330	0,924	-1,754	-0,83	-0,84	0,123	-0,658	0,522	501
360	6,825	-2,241	4,584	4,584	0	4,584	0	0
390	3,536	-1,755	1,781	1,801	0,264	1,411	1,119	-172
420	1,401	-0,612	0,788	0,815	0,207	0,215	0,786	-280
450	0,727	0,508	1,235	1,292	0,379	-0,379	1,235	119
480	0,487	1,12	1,607	1,662	0,422	-1,169	1,181	553
510	0,331	1,246	1,578	1,595	0,234	-1,483	0,586	501
540	0,176	1,224	1,4	1,4	0	-1,4	0	0
570	0,02	1,246	1,266	1,28	-0,188	-1,191	-0,47	-172
600	0	1,121	1,121	1,159	-0,294	-0,815	-0,823	-280
630	0	0,509	0,509	0,532	-0,156	-0,156	-0,509	119
660	0	-0,612	-0,612	-0,632	0,161	-0,167	0,61	553
690	0	-1,754	-1,754	-1,773	0,26	-1,389	1,103	501
720	0	-2,241	-2,241	-2,241	0	-2,241	0	0

Примечание. Результаты динамического расчета приведены в прил. 5 и 6. Для проверки правильности проведенных расчетов необходимо сравнить полученные значения эффективного крутящего момента в прил. 5 с данными в прил. 1 (по приведенным данным отличие в расчетах приемлемое).

Крутящий момент от каждого цилиндра и суммарный крутящий
момент двигателя

φ° ПКВ	$M_{1ц},$ Н·м	$M_{2ц},$ Н·м	$M_{3ц},$ Н·м	$M_{4ц},$ Н·м	$M_{кр.} = \sum_{i=1}^4 M_{iц}$
0	0	0	0	0	0
30	-207	-87	-88	210	-172
60	-115	-158	-154	147	-280
90	95	-113	-95	231	119
120	154	63	114	221	553
150	87	98	207	110	501
180	0	0	0	0	0
210	-87	210	-207	-88	-172
240	-158	147	-115	-154	-280
270	-113	231	95	-95	119
300	63	221	154	114	553
330	98	110	87	207	501
360	0	0	0	0	0
390	210	-88	-87	-207	-172
420	147	-154	-158	-115	-280
450	231	-95	-113	95	119
480	221	114	63	154	553
510	110	207	98	87	501
540	0	0	0	0	0
570	-88	-207	210	-87	-172
600	-154	-115	147	-158	-280
630	-95	95	231	-113	119
660	114	154	221	63	553
690	207	87	110	98	501
720	0	0	0	0	0

Примечание. В прил. 7 значение крутящих моментов, зависящее от угла поворота коленчатого вала четырехцилиндрового бензинового двигателя, записано с учетом порядка работы цилиндров (1-3-4-2), т.е. приведено с учетом смещения рабочих ходов на угол 180° (значение моментов через этот интервал выделено полужирным шрифтом). Суммарный момент определяется суммированием значений по строкам. Изменение рабочего хода по цилиндрам четырехтактного двигателя рекомендуется показать как на рис. 15.

Значения сил $R'_{ш.ш}$ по лучам

φ° ПКВ	$R'_{ш.ш}$, МПа											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
0	3,852	3,852										3,852
30		3,134	3,134									
60		1,568	1,568									
90											1,504	1,504
120											2,374	2,374
150	2,645											2,645
180	2,649	2,649										2,649
210	2,651	2,651										
240	2,403	2,403	2,403									
270		1,569	1,569									
300	1,389											1,389
330	2,237											2,237
360						2,965	2,965	2,965				
390									0,91	0,91		
420										1,21	1,21	1,21
450											2,081	2,081
480											2,85	2,85
510	2,976											2,976
540	2,825											2,825
570	2,665	2,665										
600		2,374	2,374									
630		1,504	1,504									
660												1,568
690											3,134	3,134
$\Sigma R'_{ш.ш}$	26,29	24,37	12,552	0	0	2,965	2,965	2,965	0,91	2,12	13,15	33,29

Примечание. Приведенные в прил. 8 значения удельных сил $R'_{ш.ш}$, взятых из полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку (см. рис. 3), не позволяют выполнить качественно проверку правильности проведения расчетов. В расчетно-пояснительной записке рекомендуется привести примерный график усилий, действующих на шатунную шейку (см. рис. 15).

Проекции удельных сил, действующих на четвертую коренную шейку

φ° ПКВ	$R_x', \text{МПа}$	$R_y', \text{МПа}$	φ° ПКВ	$R_x', \text{МПа}$	$R_y', \text{МПа}$
0	0	2,966	375	-0,237	-0,391
15	0,7	2,297	390	-0,319	-0,106
30	0,795	1,301	405	-0,18	0,19
45	0,744	0,787	420	0,117	0,335
60	0,805	0,515	435	0,415	0,257
75	0,899	0,229	450	0,555	0,014
90	0,872	-0,111	465	0,474	-0,24
105	0,647	-0,399	480	0,245	-0,362
120	0,285	-0,501	495	0,031	-0,323
135	-0,07	-0,359	510	-0,029	-0,257
150	-0,258	-0,047	525	0,028	-0,362
165	-0,214	0,267	540	0	-2,904
180	0	0,42	555	-0,691	-2,25
195	0,228	0,344	570	-0,792	-1,294
210	0,316	0,099	585	-0,748	-0,793
225	0,184	-0,184	600	-0,816	-0,526
240	-0,106	-0,324	615	-0,923	-0,244
255	-0,391	-0,242	630	-0,918	0,097
270	-0,508	0	645	-0,73	0,397
285	-0,391	0,242	660	-0,424	0,539
300	-0,107	0,324	675	-0,145	0,498
315	0,184	0,184	690	-0,032	0,413
330	0,32	-0,109	705	-0,051	0,487
345	0,237	-0,392	720	0	2,992
360	0	-0,508			

Примечание. В расчетно-пояснительной записке рекомендуется привести окончательную таблицу расчетов нагрузок на коренные шейки коленчатого вала, если расчет ведется по программе динамического расчета *Dinn* (в файле *уу.с* приведена таблица с расчетом).

Значения сил $R'_{к.ш}$ по лучам

φ° ПКВ	$R'_{к.ш}$, МПа											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
0	2,966	2,966										2,966
30			1,525	1,525								
60			0,956	0,956								
90				0,879								
120				0,576	0,576	0,576						
150									0,262	0,262		
180	0,42	0,42										
210				0,331	0,331							
240									0,341	0,341		
270										0,508	0,508	
300			0,341	0,341								
330				0,338	0,338							
360						0,508	0,508	0,508				
390									0,336	0,336	0,336	
420		0,355	0,355									
450			0,555	0,555								
480				0,437	0,437							
510						0,258	0,259					
540						2,904	2,904	2,904				
570									1,517	1,517		
600									0,971	0,971		
630										0,923	0,923	
660										0,686	0,686	
690	0,414											0,414
$\Sigma R'_{к.ш}$	3,8	3,741	3,732	5,938	1,683	4,247	3,671	3,412	3,427	5,544	2,453	3,38

Примечание. Приведенные в прил. 9 значения удельных сил $R'_{к.ш}$, взятые из полярной диаграммы нагрузок на коренную шейку (см. рис. 37), не позволяют выполнить качественно проверку правильности проведения расчетов. В расчетно-пояснительной записке рекомендуется привести примерный график усилий, действующих на коренную шейку (как это делается для шатунной шейки, см. рис. 37)

Набегающие моменты на коренные шейки коленчатого вала проектируемого бензинового двигателя, Н·м

φ , °	$M_{к.ш2} = M_{1ц}$	$M_{2ц}$	$M_{к.ш3} =$ $M_{к.ш2} + M_{2ц}$	$M_{3ц}$	$M_{к.ш4} =$ $M_{к.ш3} + M_{3ц}$	$M_{4ц}$	$M_{к.ш5} =$ $M_{к.ш4} + M_{4ц}$
0	0	0	0	0	0	0	0
30	-207	-87	-294	-88	-382	210	-172
60	-115	-158	-273	-154	-427	147	-280
90	95	-113	-17	-95	-113	231	119
120	154	63	217	114	331	221	553
150	87	98	185	207	391	110	501
180	0	0	0	0	0	0	0
210	-87	210	123	-207	-84	-88	-172
240	-158	147	-11	-115	-126	-154	-280
270	-113	231	119	95	214	-95	119
300	63	221	284	154	438	114	553
330	98	110	208	87	294	207	501
360	0	0	0	0	0	0	0
390	210	-88	122	-87	34	-207	-172
420	147	-154	-7	-158	-165	-115	-280
450	231	-95	136	-113	23	95	119
480	221	114	336	63	398	154	553
510	110	207	317	98	414	87	501
540	0	0	0	0	0	0	0
570	-88	-207	-295	210	-85	-87	-172
600	-154	-115	-269	147	-121	-158	-280
630	-95	95	0	231	231	-113	119
660	114	154	269	221	490	63	553
690	207	87	294	110	403	98	501
720	0	0	0	0	0	0	0

Примечание. В прил. 11 значение крутящих моментов проектируемого четырехцилиндрового бензинового двигателя с порядком работы цилиндров 1-3-4-2 приведено с учетом смещения рабочих ходов на угол 180° (значение моментов через этот интервал выделено полужирным шрифтом), как это показано на рис. 14. Рекомендуется в расчетно-пояснительной записке указать максимальный размах крутящего момента по каждой коренной шейке (для проведения расчетов при конструировании двигателя).

Набегающие моменты на шатунные шейки коленчатого вала
проектируемого бензинового двигателя, Н·м

φ , °ПКЕ	$M_{ш.ш1}+0.5M_{1ц}$	$M_{2ц}$	$M_{ш.ш2}=\frac{M_{к.ш2}+0.5 M_{2ц}}{2}$	$M_{3ц}$	$M_{ш.ш3}=\frac{M_{к.ш3}+0.5 M_{3ц}}{2}$	$M_{4ц}$	$M_{ш.ш4}=\frac{M_{к.ш4}+0.5M_{4ц}}{2}$
0	0	0	0	0	0	0	0
30	-103	-87	-250	-88	-338	210	315
60	-57	-158	-194	-154	-350	147	221
90	48	-113	39	-95	-65	231	347
120	77	63	186	114	274	221	332
150	43	98	136	207	288	110	165
180	0	0	0	0	0	0	0
210	-44	210	18	-207	19	-88	-132
240	-79	147	-85	-115	-68	-154	-231
270	-56	231	3	95	166	-95	-143
300	31	221	173	154	361	114	172
330	49	110	153	87	251	207	310
360	0	0	0	0	0	0	0
390	105	-88	166	-87	78	-207	-310
420	74	-154	70	-158	-86	-115	-172
450	116	-95	184	-113	80	95	143
480	111	114	279	63	367	154	231
510	55	207	213	98	366	87	130
540	0	0	0	0	0	0	0
570	-44	-207	-191	210	-190	-87	-131
600	-77	-115	-212	147	-195	-158	-238
630	-48	95	-48	231	116	-113	-169
660	57	154	191	221	379	63	94
690	103	87	250	110	348	98	147
720	0	0	0	0	0	0	0

Примечание. Рекомендуется в расчетно-пояснительной записке указать максимальный размах крутящего момента по каждой шатунной шейке (для проведения расчетов при конструировании двигателя).

Расчет коэффициентов жесткостей колена полноопорного вала
в приведенной крутильной системе коленчатого вала ДВС

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

pw - вариант расчета 1
 l_{kw} - длина коренной шейки 0.02700 м
 l_{ww} - длина шатунной шейки 0.02500 м
 h - толщина щеки 0.01500 м
 d_{kw} - диаметр коренной шейки 0.05000 м
 d_{ww} - диаметр шатунной шейки 0.04800 м
 g_{kw} - диаметр внутренней полости коренной шейки ... 0.00000 м
 g_{ww} - диаметр внутренней полости шатунной шейки ... 0.00000 м
 r - радиус кривошипа 0.03550 м
 b - ширина щеки 0.09000 м
 g - модуль упругости 2-го рода для материала
 коленчатого вала 8.500e+10 Па

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

n	формулы	l	c	ld	cd
1	формула С.П.Тимошенко	0.1041	501059	0.0520	1002118
2	формула Картера	0.0915	569933	0.0458	1139867
3	формула С.С.Зиманенко	0.1145	455455	0.0573	910910
4	формула Хельдта	0.0913	571172	0.0457	1142344

Примечание.

l – приведенная длина колена полноопорного вала, м;
 c – коэффициент жесткости колена полноопорного вала, Н·м;
 ld – приведенная длина колена половины полноопорного вала, м;
 cd – коэффициент жесткости колена половины полноопорного вала, Н·м.

Примечание. Расчет с использованием программы Microsoft Office Excel коэффициентов жесткостей колена полноопорного коленчатого вала ДВС в приведенной крутильной системе можно проводить по формулам (40) – (43), приведенным в кратких сведениях из теории. Точно также можно провести расчеты моментов инерции элементов крутильно-колеблющейся системы и частот собственных колебаний методом остатка.

Расчет момента инерции моторной массы в приведенной крутильной системе коленчатого вала ДВС

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

pw - вариант расчета	1	
d_1kw - диаметр внутренней полости коренной шейки ...	0.00000	м
d_2kw - диаметр коренной шейки	0.05000	м
l_kw - длина коренной шейки	0.02700	м
d_1ww - диаметр внутренней полости шатунной шейки ...	0.00000	м
d_2ww - диаметр шатунной шейки	0.04800	м
l_ww - длина шатунной шейки	0.02500	м
r - радиус кривошипа	0.03550	м
l - длина шатуна	0.12100	м
u - плотность материала вала	7800	кг/ м ³
m_nk - масса поршневого комплекта	0.63400	кг
m_w - масса шатуна	0.68600	кг
m_1 - масса отнесенная к верхней головке шатуна ...	0.17200	кг
n_1 - число элементов разбиения		
1-й щеки колена вала	5	
n_2 - число элементов разбиения		
2-й щеки колена вала	5	

Данные элементов разбиения 1-й щеки колена вала

n	rb_1	rn_1	a_1	h_1
1	0.04000	0.04500	170	0.01700
2	0.04500	0.05000	135	0.01700
3	0.05000	0.05500	100	0.01600
4	0.05500	0.06000	70	0.01400
5	0.06000	0.06250	40	0.01200

Данные элементов разбиения 2-й щеки колена вала

n	rb_2	rn_2	a_2	h_2
1	0.04000	0.04500	170	0.01700
2	0.04500	0.05000	135	0.01700
3	0.05000	0.05500	100	0.01600
4	0.05500	0.06000	70	0.01400
5	0.06000	0.06250	40	0.01200

ОБОЗНАЧЕНИЯ:

- n - число элементов на которые разбивается щека коленчатого вала;
- rb - внутренний радиус элементарного слоя, м;
- rn - наружный радиус элементарного слоя, м;
- a - угол сектора элементарного слоя, град;
- h - толщина элементарного слоя, м;
- j_k - момент инерции моторной массы, кг·м·м;
- j_kv - момент инерции колена вала относительно оси вращения, [кг·м·м];
- j_kwm - момент инерции кривошипно-шатунного механизма, [кг·м·м];
- j_kw - момент инерции коренной шейки, [кг·м·м];
- j_w1 - момент инерции 1-й щеки колена вала, [кг·м·м];
- j_w2 - момент инерции 2-й щеки колена вала, [кг·м·м];
- j_w - момент инерции 2-х щек колена вала, [кг·м·м];
- j_ww - момент инерции шатунной шейки, [кг·м·м];
- j_vn - момент инерции возвратно-поступательно движущейся массы, [кг·м·м];
- j_vw - момент инерции массы шатуна, отнесенной к шатунной шейке, [кг·мм].

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

j_kv = 0.00196 кг·м·м	j_kwm = 0.00117 кг·м·м	j_k = 0.00313 кг·м·м
j_kw = 0.00013 кг·м·м	j_vn = 0.00052 кг·м·м	
j_w1 = 0.00064 кг·м·м	j_vw = 0.00065 кг·м·м	
j_w2 = 0.00064 кг·м·м		
j_w = 0.00128 кг·м·м		
j_ww = 0.00055 кг·м·м		

Расчет момента инерции противовеса на продолжение щеки
коленчатого вала графоаналитическим методом

ОБОЗНАЧЕНИЯ:

r_i1 - внутренний радиус элемента, м;
r_i2 - наружный радиус элемента, м;
h - толщина элемента слоя, м;
a - угол сектора элемента слоя, град;
j - момент инерции детали, кг·м·м.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

nw - вариант расчета 3
n - число элементов на которые
разбивается деталь 4
u - плотность материала детали ... 7800 кг/(м·м·м)

n	r_i1	r_i2	a	h	j
1	0.04000	0.04500	140.0	0.01500	0.00011011
2	0.04500	0.05000	130.0	0.01500	0.00014265
3	0.05000	0.05500	130.0	0.01500	0.00019250
4	0.05500	0.06000	130.0	0.01500	0.00025281
суммарный момент инерции					0.00069807

Расчет частот собственных колебаний в приведенной крутильной системе
коленчатого вала ДВС методом остатка

ОБОЗНАЧЕНИЯ:

n - число масс в приведенной крутильной системе;
f - частота, Гц;
fn - начальное значение f, Гц;
fp - шаг изменения f, Гц;
ft - точность вычисления резонансной частоты f, Гц;
w - круговая частота, рад/с;
j - момент инерции массы, кг·м·м;
c - коэффициент жесткости участка между массами, Н·м.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

n = 6 fn = 100.0 fp = 2.0 ft = 0.05

n	j	c
1	0.0039500	35743.0
2	0.0040100	455455.0
3	0.0040100	455455.0
4	0.0040100	455455.0
5	0.0040100	1306800.0
6	0.0561600	0.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ

РЕЗОНАНСНЫЕ ЧАСТОТЫ				
	1	2	3	4
f	432.69	849.33	2005.50	2948.88
w	2718.65	5336.49	12600.94	18528.36
ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ АМПЛИТУДЫ				
1	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000
2	0.18321	-2.14715	-16.54737	-36.93850
3	0.10718	-1.85577	5.20866	71.73251
4	0.02419	-1.09909	19.68302	-36.41132
5	-0.06038	-0.06683	6.64067	-34.50025
6	-0.08849	0.29878	-1.14053	2.50971

ПАРАМЕТРЫ ПРИВЕДЕННОЙ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ДВУХМАССОВОЙ СИСТЕМЫ

j_{1} = 0.00657 кг*м*м – момент инерции 1-й массы;
 j_{2} = 0.05978 кг*м*м – момент инерции 2-й массы;
 c = 43758.3 Н*м – коэффициент жесткости участка между массами j_{1} и j_{2} ;
 A_{1} = 0.79306 – относительная амплитуда массы j_{1} ;
 A_{2} = 0.08718 – относительная амплитуда массы j_{2} ;
 f = 432.69 Гц – частота собственных колебаний приведенной двухмассовой крутильно-колеблющейся системы.

Примечание. В расчетно-пояснительной записке рекомендуется привести расчеты собственных колебаний по первой и второй формам и относительные амплитуды корпуса демпфера при различных значениях коэффициента жесткости резинового слоя (для исходных данных расчета оптимального коэффициента жесткости резинового слоя). Приведенные параметры эквивалентной двухмассовой системы позволяют провести расчет жидкостного демпфера крутильных колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гаврилов, А. А. Расчет циклов поршневых двигателей: учеб. пособие. / А.А. Гаврилов, М.С. Игнатов, В.В. Эфрос; Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2003. – 124 с. – ISBN 5-89368-392-7.
2. Гоц, А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2006. – 105 с. – ISBN 5-89368-664-0.
3. 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.– ISBN 5-89368-725-6.
4. Гоц, А. Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. – 225 с.– ISBN 978-5-89368-836-8.
5. 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. – 148 с.– ISBN 978-5-89368-836-8.
6. Гоц А. Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: автореф. дис. . . . д-ра техн. наук./Гоц Александр Николаевич – Владимир, 2004. – 32 с.
7. Попык К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык – М.: Высш. шк., 1970. – 328 с.
8. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 240 с.
9. Гоц, А. Н. Методика расчета крутильных систем двигателей внутреннего сгорания на стадии проектирования / А.Н. Гоц // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: материалы VIII Междунар. науч.-практ. конф. под ред. В.В. Эфроса, А.Н. Гоца. Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2001. – С. 101 – 104. – ISBN 5-89368-233-5.
10. Терских, В. П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок: В 3 т./ В. П. Терских. Л.: Судпромгиз, 1953-1954. Т. 1- 259 с., Т. 2 – 215 с., Т. 3 – 200 с.

11. Гоц, А. Н. Измерение напряжений в коленчатом вале Д-160 / А.Н. Гоц, В.В. Эфрос // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1970. – № 6. – С. 12-13.
12. Гоц, А. Н. Расчет резинового слоя демпферов внутреннего трения / А.Н. Гоц // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: материалы VIII Междунар. науч.-практ. конф.; под ред. В.В. Эфроса, А.Н. Гоца. Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2001. – С. 116 – 120. – ISBN 5-89368-233-5.
13. Гоц, А. Н. Динамическая жесткость и рассеяние энергии в упругодемпфирующих материалах / А.Н. Гоц // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: материалы VIII Междунар. науч.-практ. конф.; под ред. В.В. Эфроса, А.Н. Гоца; Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2001. – С. 111 – 116. – ISBN 5-89368-233-5.
14. Алексеев, В. В. Демпфирование крутильных колебаний в судовых валопроводах / В.В. Алексеев, Ф.Ф. Болотин, Г.Д. Кортын. – Л.: Судостроение, 1973. – 255 с.
15. Антонов, Н. С. Экспресс-метод оценки параметров демпферов крутильных колебаний жидкостного трения / Н.С. Антонов [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 10. – С. 17-19.
16. Дрозденко, В. Ф. Методика и алгоритм расчета приведенной крутильной системы коленчатого вала ДВС / В.Ф. Дрозденко, А.Н. Гоц // Двигателестроение. – 1986 – № 10. – С. 15 – 17.
17. Гоц, А. Н. Отработка конструкции силиконового демпфера крутильных колебаний / А.Н. Гоц, В.Ф. Дрозденко, Н.С. Антонов. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1987 – № 7. – С. 52-54.
18. Дрозденко, В. Ф. Исследование эффективности жидкостного демпфера крутильных колебаний для ДВС / В.Ф. Дрозденко, А.Н. Гоц, Э.М. Жарнов // Повышение эффективности автомобильных и тракторных двигателей: межвуз. сб. науч. тр. МАМИ. – М.: МАМИ, 1985. – С. 24-30.
19. Гоц, А. Н. Ускоренный метод оценки долговечности жидкостных демпферов крутильных колебаний/ А.Н. Гоц. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998. – № 6. – С. 11-12. – ISSN 0235-8573.
20. Adler, U. Automotive handbook/ U. Adler, Y. Bauer, W. Bazient; Editor-in-Chief U. Adler. – 2nd edition. – Stuttgart: Robert Bosh GmbH, 1996 – 707 p., ISBN 0-89 283-518-6; ISBN 1 85 226 00 9.
21. Gotz, A.N. Determination the stresses and deformations in a rubber layer dampers of internal friction/ A. N. Gotz // Транспорт, экология –

устойчиво развитие: Сб. доклады. – Технически университет. Варна. –
Ековарна, 2010. – С. 391-395. ISBN – 954-20-00030.

Учебное издание

Гоц Александр Николаевич

**ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЕЙ.
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Учебное пособие

Подписано в печать .

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. . Тираж 100 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета.

600000, г. Владимир, ул. Горького, 87