

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное агентство по образованию  
Владимирский государственный университет

А.Н. ГОЦ

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-  
ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ПОРШНЕВЫХ  
ДВИГАТЕЛЕЙ

*Учебное пособие*

Владимир 2005

УДК 621.01:539.4.001.2 (075.8)

ББК 31.365 я73

Г 74

Рецензенты:

Кандидат технических наук, заведующий лабораторией  
научно-исследовательского конструкторско-технологического института  
тракторных и комбайновых двигателей  
*В.А. Маслов*

Кандидат технических наук, доцент начальник центра испытаний  
двигателей Владимирского моторо-тракторного завода  
*А.Р. Кульчицкий*

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Владимирского государственного университета

Г 70 **Гоц, А. Н.** Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / А. Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.  
ISBN

Рассмотрены кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма. Приведены примеры расчетов перемещения, скорости и ускорения поршня, угловых перемещений, скорости и ускорения шатуна, нагрузок, действующих на элементы кривошипно-шатунного механизма.

Предназначено для студентов дневной и заочной форм обучения специальностей 140501 (101200) – двигатели внутреннего сгорания, 140500 (552700) – энергомашиностроение; 190601 (150200) – автомобили и автомобильное хозяйство, 190603 (230100) – эксплуатация и обслуживание транспортных и технологических машин и оборудования в автомобильном транспорте. Соответствует требованиям государственных образовательных стандартов указанных специальностей.

Табл. 12. Ил. 54 Прил. 4. Библиограф.: 13 назв.

УДК 621.01: 539.4.001.2 (075.8)

ББК 31.365 я73

ISBN

Владимирский государственный  
университет, 2005

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	5
Глава 1. Кинематика кривошипно-шатунного механизма.....	10
1.1. Общие сведения.....	10
1.2. Кинематика поршня.....	12
1.3. Кинематика шатуна.....	24
1.4. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм.....	26
Глава 2. Динамика кривошипно-шатунного механизма.....	32
2.1. Общие сведения.....	32
2.2. Массы движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма и их приведение.....	33
2.3. Силы инерции кривошипно-шатунного механизма.....	41
2.4. Силы давления газов.....	44
2.5. Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.....	47
2.6. Усилия, действующие на шатунные шейки кривошипа и шатунный подшипник.....	55
2.7. Усилия, действующие на коренные шейки коленчатого вала и коренной подшипник.....	63
2.7.1. Определение реакций, действующих на коренные шейки.....	64
2.7.2. Программа динамического расчета кривошипно-шатунного механизма и построение полярной диаграммы нагрузок на коренные шейки.....	71
2.7.3. Табличный метод построения полярной диаграммы нагрузок на коренные шейки.....	73
2.8. Крутящий момент многоцилиндрового двигателя и моменты, скручивающие шейки вала.....	77
2.9. Пример расчета кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма.....	87
Заключение.....	102
Приложение 1.....	103

Приложение 2.....	104
Приложение 3.....	105
Приложение 4.....	107
Библиографический список.....	112

## ВВЕДЕНИЕ

**История создания и развития поршневых двигателей.** Машины, с помощью которых любой вид энергии преобразовывается в механическую работу, называются двигателями. Двигатели, в которых тепло преобразуется в механическую работу, называются тепловыми. Если преобразование тепла в механическую работу получается в результате сгорания топлива в самом двигателе, то они называются двигателями внутреннего сгорания.

При работе поршневого двигателя внутреннего сгорания в его цилиндрах протекают сложные физико-химические процессы, связанные с преобразованием химической энергии топлива в механическую работу и определяющие мощностные и экономические показатели. Описание этих процессов и закономерностей их протекания представляет теорию двигателей внутреннего сгорания.

История развития автомобильных и тракторных двигателей началась в IX веке с создания первых стационарных газовых двигателей внутреннего сгорания. В 1860 г. в Париже был построен первый двигатель внутреннего сгорания, который работал на светильном газе (газовый двигатель Ленуара). В 1892...1870 гг. появились четырехтактные газовые двигатели Э. Лангена и Н. Отто, которые по компактности и экономичности превосходили существующие в то время паросиловые установки.

Однако широкое применение двигатели внутреннего сгорания нашли в конце XIX века после получения керосина и бензина из нефти. Появление жидкого топлива позволило создать экономичные двигатели с малой удельной массой, которые можно было использовать для привода транспортных машин. В 1881...1885 гг. И.С. Костович сконструировал и построил в России восьмицилиндровый двигатель мощностью 59 кВт с удельной массой 2,2 кг/кВт. Это двигатель имел карбюратор, а воспламенение смеси осуществлялось от электрической искры. С 1885 г. стали появляться двигатели, работающие на керосине и других тяжелых сортах жидкого топлива (двигатели Яковлева, Бромлея).

В 1885 г. немецкий инженер Готлиб Даймлер построил двигатель

мощностью 0,8 кВт с частотой вращения коленчатого вала  $800 \text{ мин}^{-1}$ , который предназначался для легких самодвижущихся экипажей (позднее названных автомобилями). Первые такие экипажи были созданы в 1882 г. в России инженером Путиловым и в 1887 г. в Германии Даймлером и Бенцем.

В 1897 г. инженером Р. Дизелем (Германия) был спроектирован и построен первый двигатель с воспламенением от сжатия. Это был компрессорный двигатель, работающий на керосине, впрыскиваемом в цилиндр при помощи сжатого воздуха. Он развивал мощность около 15 кВт при частоте вращения коленчатого вала  $172 \text{ мин}^{-1}$ . Расход топлива составлял  $336 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ . В 1899 г. в Петербурге на машиностроительном заводе Нобеля был построен двигатель с воспламенением от сжатия мощностью 19 кВт с удельным расходом топлива  $300 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ . Этот двигатель мог работать на керосине, сырой нефти и соляровом масле. Хотя компрессорные дизели имели хорошую экономичность, широкое распространение их на транспорте ограничивалось из-за больших габаритов и массы вследствие необходимости иметь компрессор для получения сжатого воздуха.

Задачу создания бескомпрессорного дизеля успешно решил в 1901 г. русский инженер Г.В. Тринклер. Впрыск и распыливание топлива в цилиндре этого двигателя осуществлялось с помощью специального устройства, без применения компрессора. Аналогичный двигатель в 1910 г. создал и установил на трактор известный русский изобретатель Я.В. Мамин. В дальнейшем бензиновые двигатели и дизели были значительно усовершенствованы и получили широкое распространение как транспортные силовые установки.

Массовое производство и применение двигателей внутреннего сгорания в свою очередь потребовало тщательного изучения процессов, протекающих в них, с целью улучшения мощностных, экологических и экономических показателей, получения более простых и технологичных конструкций. В 1906 г. В.И. Гриневецкий разработал метод расчета цикла ДВС, который впоследствии был развит и дополнен Н.Р. Брилингом, Е.К. Мазингом, Б.С. Стечкиным [1-3].

Однако сложность протекающих в поршневых двигателях процессов требует их дальнейшего изучения, а теория двигателей – уточнения. В России создан ряд новых высокоэкономичных, экономичных, облегченных и долговечных конструкций автомобильных двигателей. Тем не менее по

многим показателям они значительно уступают зарубежным двигателям.

Основные потребители ДВС – автомобили и тракторы – работают, как правило, в сложных, непрерывно изменяющихся эксплуатационных условиях, которые обуславливают требования, предъявляемые к поршневым двигателям (быстроходность, приемистость, приспособляемость и т.п.). Кроме того, увеличение частоты вращения коленчатого вала ДВС привело к необходимости разработать динамическую теорию кривошипно-шатунного механизма (КШМ). Начало этих исследований заложены в работах Ж. Понселе (1829 г.), И. Радингера (1870 г.), Г. Гюльднера (1907 г.), Г. Дуббеля (1829 г.) и др. В нашей стране наибольшее развитие эти вопросы нашли в трудах Ф.А. Брикса (1931 г.), Л.К. Мартенса (1932 г.), А.В. Страхова (1935 г.), Е.Д. Львова (1936 г.), Л.В. Клименко и С.И. Струковского (1937 г.), Л.И. Кириченко (1938 г.), И.Ш. Неймана (1940 г.) и др. Теорию обобщенного КШМ разработал Ф.Ф. Симаков (1954 г.) [4-6].

**Классификация автомобильных и тракторных двигателей.** Применяемые на автомобилях и тракторах поршневые двигатели внутреннего сгорания классифицируются по следующим основным признакам.

1. По виду применяемого топлива: а) двигатели, работающие на жидких топливах (бензине, керосине, лигроине, дизельном топливе); б) двигатели, работающие на газообразных топливах (естественном, сжатом, сжиженном, генераторном газе).

2. По способу осуществления рабочего цикла: а) двухтактные, в которых полный рабочий цикл в одном цилиндре осуществляется за два такта (хода поршня), т. е. за один оборот коленчатого вала; б) четырехтактные, в которых полный рабочий цикл в одном цилиндре осуществляется за четыре такта, т. е. за два оборота коленчатого вала.

3. По способу смесеобразования: а) с внешним смесеобразованием (бензиновые с впрыскиванием бензина во впускной трубопровод и газовые); б) с внутренним смесеобразованием (дизели и двигатели с впрыскиванием легких топлив в цилиндры).

4. По способу воспламенения рабочей смеси: а) с принудительным зажиганием смеси (двигатели с впрыскиванием легких топлив и газовые); б) с воспламенением топлива от сжатия (дизели).

5. По числу и расположению цилиндров: а) одноцилиндровые, двухцилиндровые и т. д.; б) однорядные (вертикальные и горизонтальные); в) двухрядные (V-образные и оппозитные).

6. По способу охлаждения цилиндров: а) с жидкостным охлаждением;

б) с воздушным охлаждением.

Двигатель выбирается сообразно назначению (для автомобиля, трактора и т.п.) и с учетом максимального удовлетворения предъявленных к нему требований по мощности, экономичности, экологическим показателям, габаритам, массе, надежности, применяемому топливу и др. На современных автомобилях устанавливаются поршневые бензиновые двигатели и дизели, а на тракторах и комбайнах – в основном дизели.

**Основные понятия и определения.** Механизмы, применяемые в двигателях внутреннего сгорания разнообразны: рычажные, кулачковые, зубчатые, винтовые с гидравлическими, электрическими и пневматическими устройствами и многие другие. Наиболее широко используется преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала, осуществляемое кривошипно-шатунным механизмом. Мертвыми точками называются такие положения кривошипно-шатунного механизма, при которых совпадают по направлению продольные оси кривошипа и шатуна. В мертвых точках поршень меняет направление своего движения. Положение поршня, при котором он максимально удален от оси коленчатого вала, называется верхней мертвой точкой (ВМТ) (рис. 1). Положение поршня, при котором он минимально удален от оси коленчатого вала, называется нижней мертвой точкой (НМТ).

Расстояние вдоль оси цилиндра между верхней и нижней мертвыми точками (путь поршня) называется ходом поршня  $S = 2r$ .

Расстояние от оси шатунной шейки коленчатого вала до оси коренной шейки называется радиусом кривошипа  $r$ .

Объем, освобождаемый поршнем при движении его от ВМТ до НМТ, называется рабочим объемом цилиндра  $V_h$ :

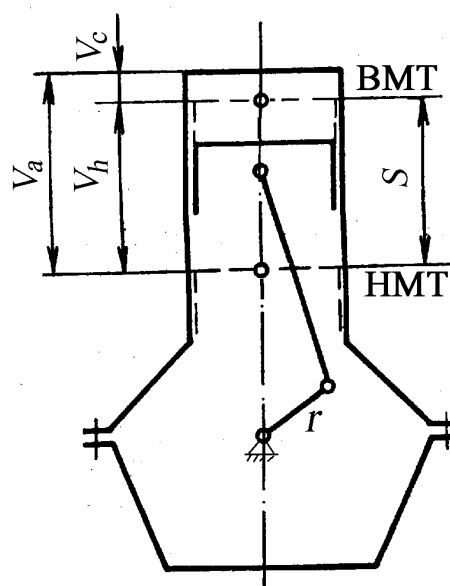


Рис.1. Схема поршневого двигателя внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным механизмом

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S,$$

где  $D$  – диаметр цилиндра.

Сумма рабочих объемов всех цилиндров двигателя, выраженная в литрах, называется литражом двигателя  $V_{\text{л}}$ :

$$V_{\text{л}} = i_{\text{ц}} V_h = i_{\text{ц}} \frac{\pi D^2}{4} S,$$

где  $i_{\text{ц}}$  – число цилиндров двигателя.

Объем над поршнем при его положении в ВМТ называется объемом камеры сгорания  $V_{\text{с}}$ .

Объем, образованный над поршнем при его положении в НМТ, называется полным объемом цилиндра  $V_a$ :  $V_a = V_{\text{с}} + V_h$ .

Отношение полного объема цилиндра  $V_a$  к объему камеры сгорания  $V_{\text{с}}$  называется степенью сжатия  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_{\text{с}}}.$$

Степень сжатия показывает, во сколько раз уменьшается объем рабочей смеси (или воздуха) при перемещении поршня от НМТ до ВМТ.

Воздух (или горючая смесь), поступившая в цилиндр за один рабочий цикл, называется свежим зарядом. Продукты сгорания, оставшиеся в цилиндре после выпуска, называются остаточными газами. Смесь свежего заряда с остаточными газами называется рабочей смесью.

Газы, с помощью которых в цилиндре двигателя осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую работу, называется рабочим телом.

Учебное пособие посвящено основным понятиям о кинематике и динамике кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей. Даны примеры, поясняющие использование изложенных методов расчета.

Автор приносит глубокую благодарность за многочисленные полезные советы, замечания коллегам по работе и рецензентам.

# ГЛАВА 1. КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

## 1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При расчете цикла двигателя внутреннего сгорания определяются основные параметры и размеры его (давление, литраж, диаметр цилиндра, ход поршня), обеспечивающие получение заданной эффективной мощности и крутящего момента на номинальном режиме. Имея эти данные, можно рассчитать размеры основных деталей двигателя, гарантирующие его работоспособность, прочность, надежность и требуемый срок службы. Такой расчет может быть сделан лишь в результате кинематического и динамического анализа работы двигателя.

Динамика двигателей предусматривает изучение четырех основных вопросов:

- кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма;
- динамический анализ кривошипно-шатунного механизма;
- анализ уравновешенности поршневых двигателей и основные методы уравновешивания их;
- анализ крутильных колебаний коленчатого вала и методы их гашения.

Кинематический анализ позволяет выявить законы движения деталей кривошипно-шатунного механизма при известном законе движения кривошипа (коленчатого вала).

Динамический анализ дает возможность получить расчетные формулы для определения величины и характера изменения сил, действующих в основных деталях двигателя при его работе.

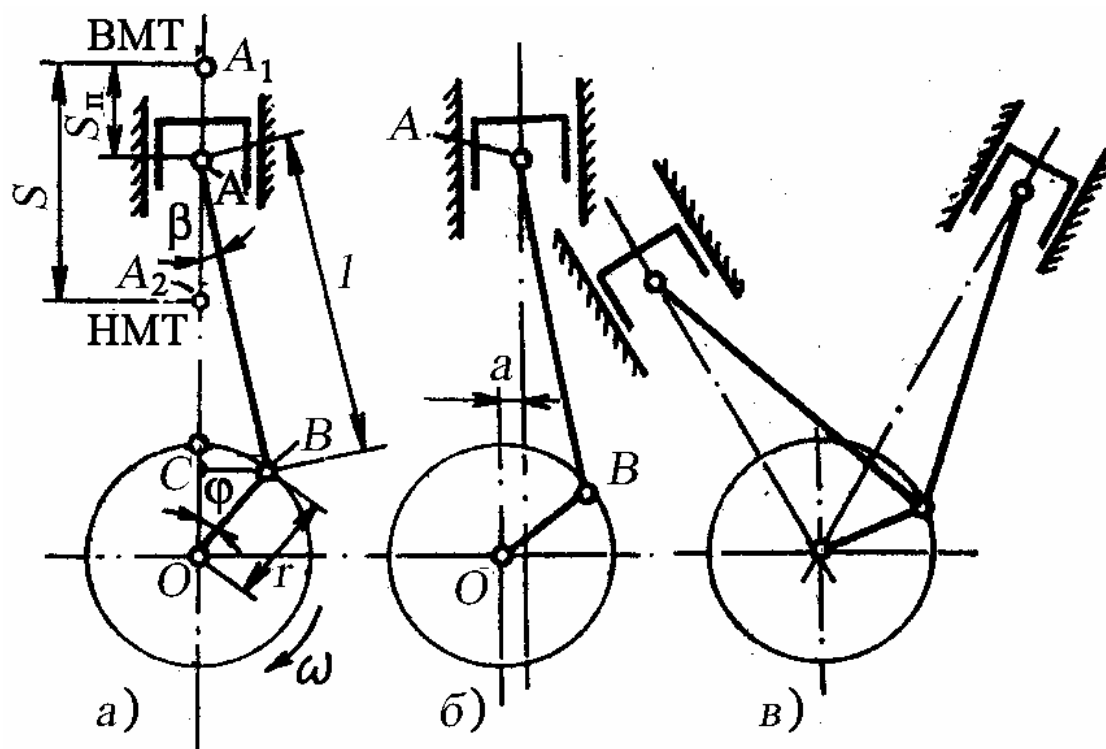
Анализ уравновешенности от сил инерции необходим для исследования колебаний двигателя на подвеске.

Расчет и анализ крутильных колебаний коленчатого вала помогает выявить резонансные скоростные режимы работы двигателя еще на стадии проектирования с целью избежания возможности их возникновения в рабочем диапазоне частот вращения вала.

Следует отметить, что излагаемый материал по динамике поршневых двигателей (следовательно, и все расчетные зависимости) справедлив для случая работы их на установившемся скоростном режиме, т.е. угловая частота вращения коленчатого вала  $\omega = \text{const}$ . Автомобильные и

тота вращения коленчатого вала  $\omega = \text{const}$ . Автомобильные и тракторные двигатели значительную часть времени работают на переходных скоростных режимах, для которых величина и характер изменения нагрузок на детали будут существенно отличаться. Это является одной из причин введения конструкторами значительных запасов прочности при расчете и конструировании основных деталей двигателя.

В автомобильных и тракторных двигателях применяются в основном следующие три конструктивные схемы кривошипно-шатунного механизма (КШМ) (рис. 2): а) центральный КШМ, у которого ось цилиндра пересекается с осью коленчатого вала; б) смещенный КШМ, у которого ось цилиндра смещена относительно оси коленчатого вала на величину  $a$ ; в) V-образный КШМ (в том числе с прицепным шатуном), у которого два шатуна, работающие на левый и правый цилиндры, размещены на одном криво-



**Рис. 2. Основные конструктивные схемы кривошипно-шатунных механизмов автомобильных и тракторных двигателей**

вошипе коленчатого вала. Наибольшее распространение в автомобильных и тракторных двигателях получил центральный КШМ, для которого и выполним кинематический и динамический анализы работы, необходимые для определения величины и характера изменения сил, возникающих в его элементах при работе двигателя.

Задачей кинематического анализа КШМ является установление законов движения поршня и шатуна при известном законе движения кривошипа.

При выводе основных закономерностей предполагаем, что вращение коленчатого вала осуществляется с постоянной угловой скоростью ( $\omega = \text{const}$ ) не только в течение длительного времени, но и одного оборота. Такое допущение для современных быстроходных многоцилиндровых двигателей вполне реально, так как колебания угловой скорости вращения коленчатого вала в течение одного оборота, вызываемые неравномерностью крутящего момента, при установившемся скоростном режиме работы двигателя незначительны.

При  $\omega = \text{const}$  угол поворота вала пропорционален времени, что позволяет все кинематические величины выразить как функции одного аргумента — угла  $\varphi$ . Зависимость между углом поворота коленчатого вала  $\varphi$  и временем  $t$  выражается формулой

$$\varphi = \frac{360n}{60}t = 6nt, \text{ град},$$

где  $n$  — частота вращения вала в минуту.

Примем следующие обозначения (рис. 2):  $\varphi$  — угол поворота кривошипа в рассматриваемый момент времени, отсчитываемый от оси цилиндра в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке. При  $\varphi = 0$  поршень занимает крайнее положение  $A_1$  — ВМТ., при  $\varphi = 180^\circ$  поршень занимает положение  $A_2$  — НМТ;  $\beta$  — угол отклонения оси шатуна в плоскости его качания в сторону от оси цилиндра; отклонение в направлении вращения вала считается положительным, а в противоположном — отрицательным;  $\omega = \pi n/30$  — угловая скорость вращения кривошипа;  $r = OB$  — радиус кривошипа (расстояние между осями коренной и шатунной шеек кривошипа);  $L = AB$  — длина шатуна (расстояние между осями поршневой и кривошипной головок шатуна);  $\lambda = r/L$  — безразмерный параметр КШМ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна). Значение этого параметра для автомобильных и тракторных двигателей находится в пределах  $1/3 \dots 1/4$ , (т. е.  $0,31 \dots 0,24$ );  $S = 2r = A_1A_2$  — полный ход поршня.

### Вопросы для самопроверки

1. Какое допущение используется при определении угловой частоты вращения коленчатого вала?
2. Какие основные конструктивные схемы кривошипно-шатунных механизмов применяются в автомобильных и тракторных двигателях?
3. Какое основное отличие центрального КШМ от дезаксиального?
4. От чего зависит полный ход поршня?
5. Как определяется безразмерный параметр КШМ?

## 1.2. КИНЕМАТИКА ПОРШНЯ

**Перемещение поршня.** При повороте кривошипа на угол  $\varphi$  перемещение поршня от его начального положения в ВМТ определяется отрезком  $AA_1$  и равно (рис. 2а):  $s_{\Pi} = AA_1 = A_1O - AO = A_1O - (OC + CA)$ .

Так как  $A_1O = r + L$ , и из прямоугольных треугольников  $OCB$  и  $ACB$  имеем  $OC = OB \cos \varphi = r \cos \varphi$ ;  $CA = AB \cos \beta = L \cos \beta$ , то

$$\begin{aligned} s_{\Pi} &= R + L - (r \cos \varphi + L \cos \beta) = r \left[ 1 + \frac{L}{R} - (\cos \varphi + \frac{L}{R} \cos \beta) \right] = \\ &= r \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right]. \end{aligned} \quad (1)$$

Из треугольников  $OCB$  и  $ACB$  имеем  $r \sin \varphi = L \sin \beta$ , откуда

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \sin \varphi = \lambda \sin \varphi. \quad (2)$$

Следовательно,

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{1/2}.$$

Выражение  $(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{1/2}$  представляет собой бином Ньютона, который можно разложить в ряд

$$\cos \beta = (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{1/2} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi - \frac{1}{2 \cdot 4} \lambda^4 \sin^4 \varphi - \dots$$

Пренебрегая членами ряда выше второго порядка вследствие их малости, можно принять (с достаточной для практики точностью)

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi.$$

Подставляя это значение в формулу (10.1), получим

$$s_{\Pi} = r \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right],$$

но так как  $\sin^2 \varphi = \frac{1 - \cos 2\varphi}{2}$ , то

$$s_{\Pi} = r \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (3)$$

Выражение (3) описывает перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$  и геометрических размеров КШМ  $\lambda$ . Значения выражения, заключенного в квадратные скобки в уравнении (3), для различных значений  $\varphi$  и  $\lambda$  приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значение выражения  $\left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$

$\varphi, \lambda$ град	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2	$\varphi, \lambda$ град
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	360
10	0,020	0,020	0,019	0,019	0,019	0,019	350
20	0,079	0,078	0,077	0,076	0,075	0,074	340
30	0,173	0,171	0,169	0,167	0,165	0,164	330
40	0,298	0,295	0,291	0,288	0,286	0,283	320
50	0,449	0,444	0,439	0,434	0,431	0,427	310
60	0,617	0,610	0,604	0,599	0,594	0,589	300
70	0,796	0,788	0,781	0,774	0,768	0,763	290
80	0,978	0,969	0,961	0,954	0,948	0,942	280
90	1,156	1,147	1,139	1,132	1,125	1,119	270
100	1,325	1,316	1,308	1,301	1,295	1,289	260
110	1,480	1,472	1,465	1,458	1,452	1,447	250
120	1,617	1,610	1,604	1,599	1,594	1,589	240
130	1,734	1,729	1,724	1,720	1,716	1,713	230
140	1,831	1,827	1,823	1,820	1,818	1,815	220
150	1,905	1,903	1,901	1,899	1,897	1,896	210
160	1,958	1,957	1,956	1,955	1,954	1,954	200
170	1,989	1,989	1,989	1,989	1,989	1,989	190
180	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	180

Перемещение поршня в соответствии с уравнением (3) можно представить как сумму гармонических перемещений первого и второго порядков

$$s_{\Pi} = s_{\Pi 1} + s_{\Pi 2},$$

где  $s_{\Pi 1} = r(1 - \cos \varphi)$  – перемещение поршня первого порядка (если бы шатун имел бесконечно большую длину  $l = \infty$ ,  $\lambda = \frac{r}{\infty} = 0$ ), т. е. при учете лишь первого члена бинома;

$s_{\Pi 2} = \frac{r\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)$  – перемещение поршня второго порядка, т. е. дополнительное перемещение, зависящее от конечной длины шатуна и определяемое вторым членом разложения.

Характер перемещения поршня и его слагаемых в зависимости от угла поворота кривошипа показан на рис. 3. Из графика видно, что при повороте коленчатого вала на угол  $\varphi = 90^\circ$  (первая часть окружности) поршень проходит больше половины своего хода.

Так, например, при  $\lambda = 1/4$

$$s_{\Pi} = r(1 - \cos 90^\circ) + \frac{r}{4} \cdot \frac{1}{4}(1 - \cos 2 \cdot 90^\circ) = \frac{9}{8}r \approx 0,56S.$$

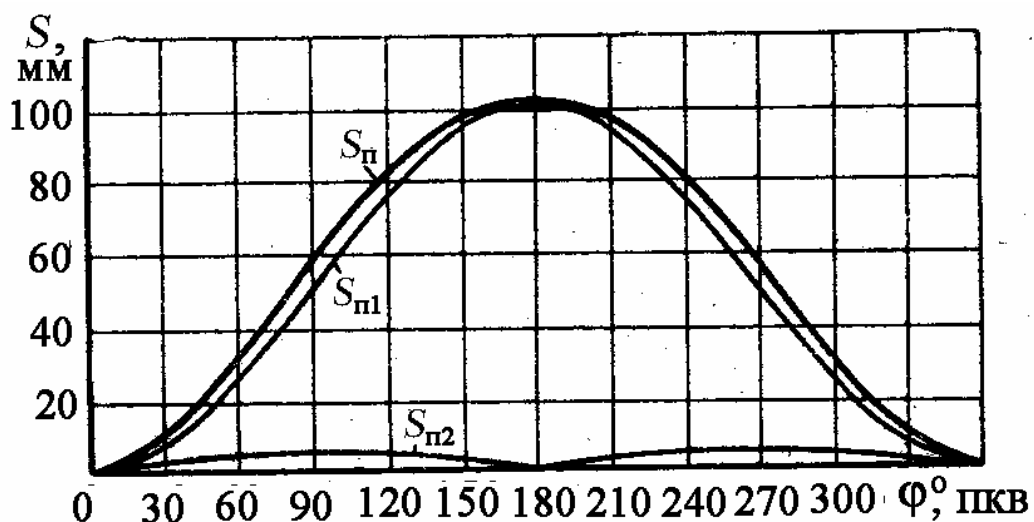


Рис. 3. Изменение перемещения поршня  $s_{\Pi}$  в зависимости от угла поворота  $\varphi^\circ$  поворота коленчатого вала

Отсюда следует, что при повороте кривошипа из положения ВМТ на первую четверть оборота ( $\varphi = \pi/2$ ) поршень проходит больший путь, чем при повороте кривошипа на вторую четверть оборота на величину  $r\lambda/2$ . Это вызвано тем, что перемещение поршня складывается из двух слагае-

мых, первое из которых обуславливается перемещением шатуна вдоль оси цилиндра, а второе – отклонением шатуна от оси цилиндра (вращательное движение). Оба эти движения во время первой четверти оборота кривошипа вызывают перемещение поршня в одном направлении (перемещения складываются), а во время второй четверти оборота – в разных направлениях.

Влияние отклонения шатуна от оси цилиндра на величину перемещения поршня будет тем больше, чем больше  $\lambda$  и  $r$ . Перемещение поршня может быть определено на ПЭВМ графическим путем, используя, например, программу Microsoft Excel.

**Скорость поршня.** Выражение для определения скорости перемещения поршня как функцию угла поворота кривошипа можно получить путем дифференцирования по времени левой и правой части уравнения движения кривошипно-шатунного механизма (3):

$$\frac{ds_{\Pi}}{dt} = \frac{d}{d\varphi} \left\{ r \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\} \frac{d\varphi}{dt} = r \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \frac{d\varphi}{dt}.$$

Но  $ds_{\Pi}/dt = v_{\Pi}$  – скорость перемещения поршня;  $d\varphi/dt = \omega$  – угловая скорость вращения кривошипа (в соответствии с принятыми ранее допущениями о постоянстве угловой скорости коленчатого вала). Следовательно, имеем

$$v_{\Pi} = r\omega \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \quad (4)$$

Значения выражения, заключенного в скобки в формуле (4), для различных  $\varphi$  и  $\lambda$ , приведены в табл. 2.

Скорость поршня можно представить как сумму скоростей первого и второго порядков

$$v_{\Pi} = v_{\Pi 1} + v_{\Pi 2},$$

где  $v_{\Pi 1} = r\omega \sin \varphi$  – гармонически изменяющаяся скорость поршня первого порядка, т. е. скорость с которой двигался бы поршень при наличии шатуна бесконечно большой длины;

$$v_{\Pi 2} = \frac{\lambda r \omega}{2} \sin 2\varphi \text{ – гармонически изменяющаяся скорость поршня вто-}$$

рого порядка, т. е. скорость при дополнительном перемещении поршня, возникающего вследствие наличия шатуна конечной длины.

Таблица 2

Значение выражения  $(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi)$ .

$\lambda$ φ, град	Знак	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/ 4,2	Знак	$\lambda$ φ, град
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	360
10	+	0,227	0,224	0,221	0,219	0,216	0,214	—	350
20	+	0,442	0,437	0,431	0,427	0,422	0,418	—	340
30	+	0,635	0,627	0,6200	0,614	0,608	0,608	—	330
40	+	0,797	0,788	0,780	0,772	0,766	0,760	—	320
50	+	0,920	0,911	0,903	0,896	0,889	0,883	—	310
60	+	1,001	0,993	0,980	0,980	0,974	0,969	—	300
70	+	1,040	1,034	1,029	1,024	1,020	1,016	—	290
80	+	1,038	1,035	1,032	1,030	1,028	1,026	—	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	—	270
100	+	0,931	0,934	0,937	0,940	0,942	0,944	—	260
110	+	0,839	0,845	0,850	0,855	0,859	0,862	—	250
120	+	0,731	0,739	0,746	0,752	0,758	0,763	—	240
130	+	0,612	0,621	0,629	0,636	0,643	0,649	—	230
140	+	0,489	0,489	0,506	0,513	0,520	0,526	—	220
150	+	0,365	0,373	0,380	0,386	0,392	0,397	—	210
160	+	0,242	0,247	0,253	0,257	0,262	0,266	—	200
170	+	0,120	0,123	0,126	0,129	0,131	0,133	—	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	180

Составляющие скорости поршня представляют гармонические функции угла  $\varphi$ , причем период гармонических колебаний как функции скорости поршня второго порядка в два раза меньше периода колебаний как периодической функции скорости поршня первого порядка.

Зависимость скорости перемещения поршня и ее составляющих от угла поворота кривошипа представлена на рис. 4.

Из выражения (4) и его графического изображения на рис.4, можно определить, что наибольшее значение скорости поршня первого порядка  $v_{п1\max} = r\omega$  соответствует углу  $\varphi=90^\circ$ , т. е. скорость поршня равна окружной скорости оси шатунной шейки кривошипа, а шатун при этом угле имеет только поступательное перемещение вдоль оси цилиндра. Однако эта скорость не является максимальной, а наибольшее значение скорости поршня  $v_{п\max}$  соответствует углу  $\varphi_{v_{п\max}} < 90^\circ$ . При  $\varphi = 0^\circ$  (ВМТ) и  $\varphi = 180^\circ$

(НМТ) скорость поршня равна нулю, так как этих точках изменяется направление движения поршня.

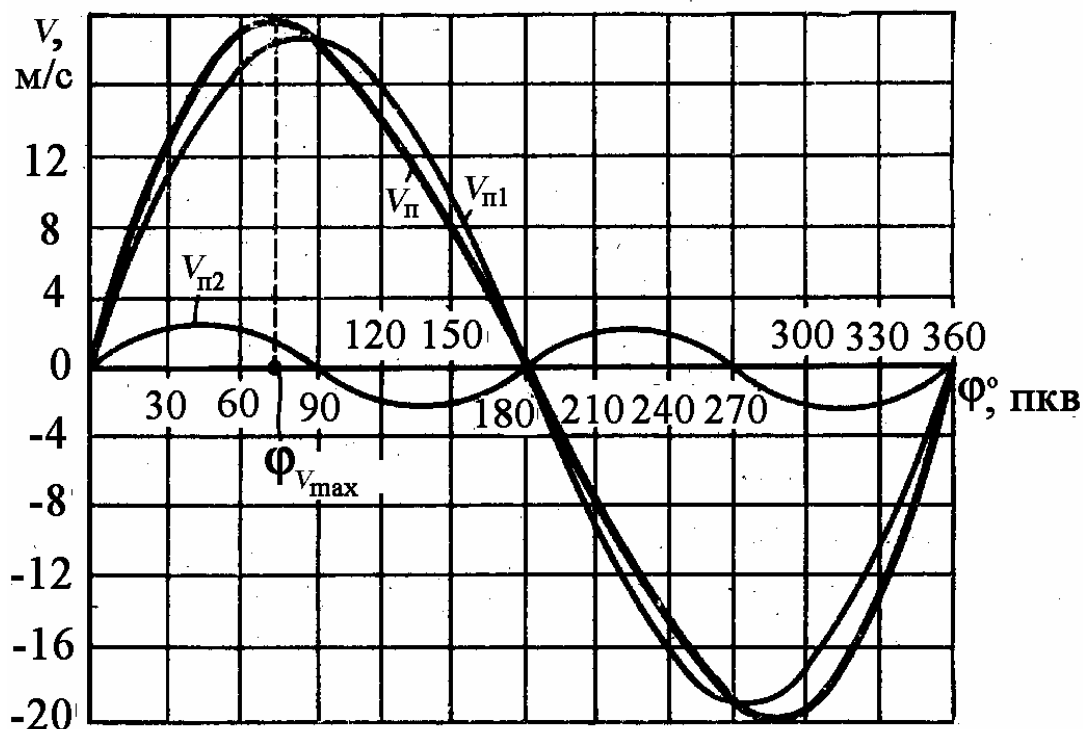


Рис. 4. Изменение скорости  $v_{\text{п}}$  поршня в зависимости от угла  $\varphi^\circ$  поворота коленчатого вала

Значение  $v_{\text{п max}}$  и  $\varphi_{v_{\text{п max}}}$  получаются из выражения (4) при исследовании его на максимум:

$$\begin{aligned} \frac{dv_{\text{п}}}{dt} &= r\omega^2 \cos \varphi_{v_{\text{п max}}} + 2 \frac{\lambda r\omega^2}{2} \cos 2\varphi_{v_{\text{п max}}} = \\ &= r\omega(\cos \varphi_{v_{\text{п max}}} + \lambda \cos 2\varphi_{v_{\text{п max}}}) = 0. \end{aligned}$$

Так как  $\cos 2\varphi_{v_{\text{п max}}} = 2\cos^2 \varphi_{v_{\text{п max}}} - 1$ ,

то

$$\cos \varphi_{v_{\text{п max}}} + \lambda(2\cos^2 \varphi_{v_{\text{п max}}} - 1) = 0,$$

откуда

$$\cos \varphi_{v_{\text{п max}}} = -\frac{1}{4\lambda} + \sqrt{\left(\frac{1}{4\lambda}\right)^2 + \frac{1}{2}}. \quad (5)$$

Подставляя значение  $\varphi_{v_{\text{п max}}}$  в формулу (4), получим наибольшее зна-

чение скорости поршня  $v_{\pi \max}$ . Часто принимают, что скорость  $v_{\pi \max}$  соответствует положению кривошипно-шатунного механизма, при котором шатун и кривошип перпендикулярны друг другу, т. е. когда  $\varphi + \beta = 90^\circ$ . Однако расчеты в соответствии с зависимостью (5) показывают, что, например, при  $\lambda = 1/4$  шатун перпендикулярен кривошипу при угле поворота  $\varphi = 75^\circ 58'$ , тогда как для этого же значения  $\lambda$  наибольшая скорость поршня получается при  $\varphi_{v_{\pi \max}} = 77^\circ$

Величина превышения максимальной скорости поршня над окружной скоростью оси шатунной шейки кривошипа пропорциональна значению  $\lambda$

$$\frac{v_{\pi \max}}{v_{\pi 1 \max}} = \frac{r\omega \left( \sin \varphi_{v_{\pi \max}} + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi_{v_{\pi \max}} \right)}{r\omega} =$$

$$= \sin \varphi_{v_{\pi \max}} + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi_{v_{\pi \max}}.$$

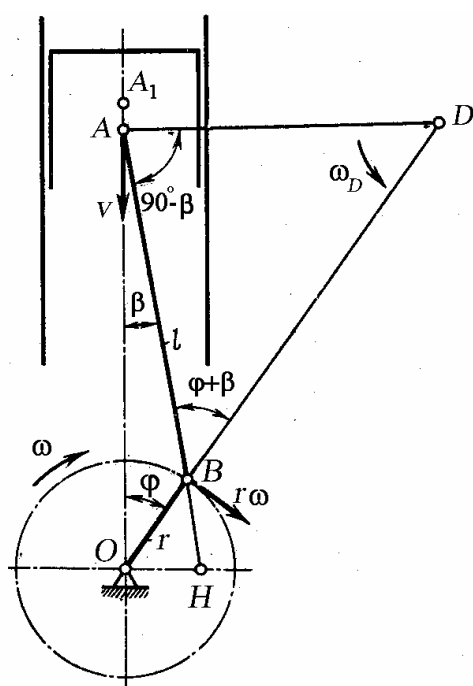


Рис. 5. Графическое определение скорости поршня

Скорость поршня можно определить графически непосредственно по схеме КШМ. Она пропорциональна отрезку, отсекаемому продольной осью шатуна на диаметре окружности кривошипа, перпендикулярном оси цилиндра (рис. 5).

Если  $D$  – мгновенный центр вращения шатуна (рис. 5), то

$$\frac{v_{\pi}}{v_B} = \frac{v_{\pi}}{r\omega} = \frac{\overline{A_1 D} \omega_D}{\overline{DB} \omega_D} = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin(90^\circ - \beta)},$$

откуда

$$v_{\pi} = r\omega \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Из подобия треугольников  $A_1 DB$  и  $OBH$

$$\frac{\overline{OH}}{\overline{OB}} = \frac{\overline{A_1 D}}{\overline{DB}} = \frac{v_{\pi}}{R\omega} \text{ или } v_{\pi} = r\omega \frac{\overline{OH}}{\overline{OB}}.$$

Таким образом, скорость поршня действительно пропорциональна отрезку  $OH$ , отсекаемому продольной осью шатуна на диаметре, перпендикулярном к оси цилиндра.

В инженерной практике для оценки быстроходности и долговечности автомобильных и тракторных двигателей пользуются значением средней скорости поршня  $c_m$

$$c_m = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} = \frac{2r}{30} \cdot \frac{30\omega}{\pi} = \frac{2r\omega}{\pi}.$$

С увеличением средней скорости поршня  $c_m$  повышается тепловая напряженность деталей двигателя (в первую очередь поршневой группы), увеличиваются силы инерции, нагружающие детали КШМ, а также износ подшипников коленчатого вала и цилиндров, увеличиваются скорости газов в органах газораспределения, вследствие чего повышается сопротивление в них. Средняя скорость поршня (в м/с) в автомобильных и тракторных двигателях ограничивается условиями надежной работы деталей поршневой группы и находится в пределах: автомобильные двигатели 9...16; тракторные двигатели 5...9.

Превышение максимальной скорости поршня первого порядка  $v_{п1\max}$  над средней величиной  $c_m$  определяется отношением

$$\frac{v_{п1\max}}{c_m} = r\omega : \frac{2r\omega}{\pi} \approx 1,57.$$

Изменение величин  $\varphi_{v_{п1\max}}$  и  $\frac{v_{п1\max}}{c_m}$  в зависимости от значения  $\lambda$  показано на рис. 6.

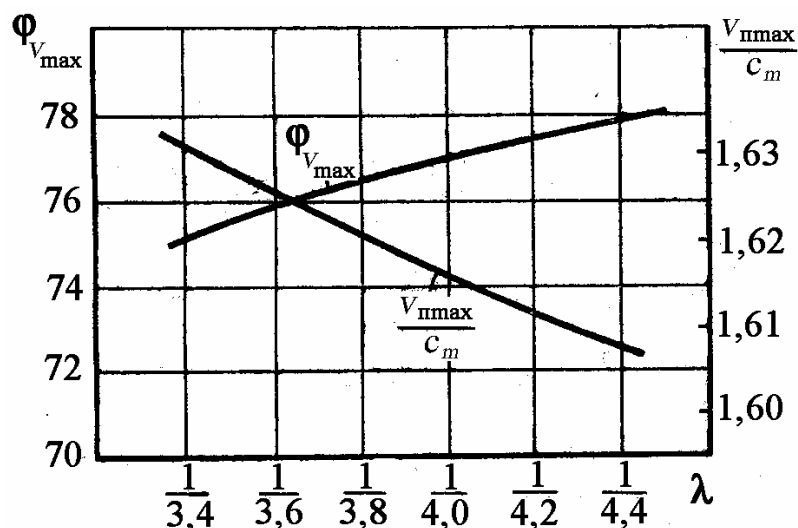


Рис. 6. Изменение угла  $\varphi_{v_{п1\max}}$  и отношения  $v_{п1\max}/c_m$  в зависимости от  $\lambda$

**Ускорение поршня.** Выражение для определения ускорения поршня можно найти путем дифференцирования по времени выражения для скоро-

сти поршня (4):

$$j_{\Pi} = \frac{dv_{\Pi}}{dt} = \frac{dv_{\Pi}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r\omega \frac{d\varphi}{dt} \cos \varphi + \frac{\lambda r\omega}{2} \cdot 2 \frac{d\varphi}{dt} \cos 2\varphi,$$

откуда

$$j_{\Pi} = r\omega^2 \cos \varphi + \lambda r\omega^2 \cos 2\varphi = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (6)$$

Значения тригонометрического множителя в полученном выражении для различных значений  $\varphi$ , и  $\lambda$  приведены в табл. 3.

Из формулы (6) видно, что ускорение поршня складывается из двух составляющих:

$$j_{\Pi} = j_{\Pi 1} + j_{\Pi 2},$$

где  $j_{\Pi 1} = r\omega^2 \cos \varphi$  – ускорение поршня первого порядка;

$j_{\Pi 2} = \lambda r\omega^2 \cos 2\varphi$  – ускорение поршня второго порядка [формула (6)].

Характер изменения этих ускорений в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$  показан на рис. 7.

Таблица 3

Значение выражения  $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ .

$\lambda$ $\varphi$ , град	Знак	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/ 4,2	Знак	$\lambda$ $\varphi$ , град
0	+	1,312	1,294	1,278	1,263	1,250	1,233	+	360
10	+	1,278	1,261	1,246	1,232	1,220	1,208	+	350
20	+	1,179	1,165	1,152	1,141	1,131	0,122	+	340
30	+	1,022	1,013	1,005	0,998	0,991	0,985	+	330
40	+	0,820	0,817	0,814	0,812	0,809	0,807	+	320
50	+	0,588	0,592	0,594	0,597	0,599	0,601	+	310
60	+	0,344	0,353	0,361	0,368	0,375	0,381	+	300
70	+	0,103	0,117	0,129	0,140	0,150	0,160	+	290
80	+	0,120	0,103	0,087	0,074	0,061	0,050	+	280
90	–	0,312	0,294	0,278	0,263	0,250	0,238	–	270
100	–	0,467	0,450	0,435	0,421	0,409	0,397	–	260
110	–	0,581	0,567	0,555	0,544	0,533	0,524	–	250
120	–	0,656	0,694	0,691	0,688	0,686	0,684	–	240
130	–	0,697	0,489	0,506	0,513	0,520	0,526	–	230
140	–	0,712	0,715	0,718	0,720	0,723	0,725	–	220
150	–	0,710	0,719	0,727	0,734	0,741	0,747	–	210
160	–	0,700	0,714	0,727	0,738	0,748	0,757	–	200
170	–	0,691	0,708	0,724	0,737	0,750	0,761	–	190
180	–	0,687	0,706	0,722	0,737	0,750	0,762	–	180

Как видно из выражения (6) и его графического изображения, составляющие ускорения поршня представляют гармонические функции угла  $\varphi$ ,

причем период изменения ускорения первого порядка в два раза больше периода изменения ускорения второго порядка.

Ускорение поршня имеет экстремальные значения, когда  $dj_{\Pi}/d\varphi = -r\omega^2(\sin\varphi + 2\lambda\sin 2\varphi) = 0$ , т. е. когда  $\sin\varphi + 2\lambda\sin 2\varphi = \sin\varphi + 4\lambda\sin\varphi\cos\varphi = \sin\varphi(1 + 4\lambda\cos\varphi) = 0$ , что имеет место при  $\sin\varphi = 0$  или при  $1 + 4\lambda\cos\varphi = 0$ .

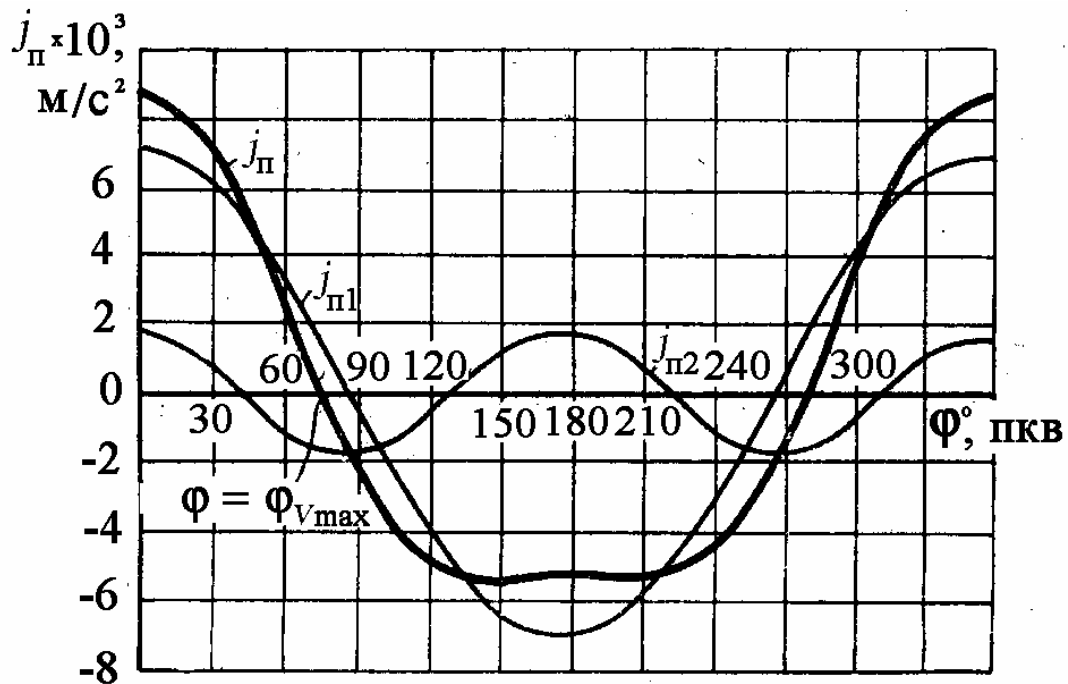


Рис. 7. Зависимость ускорения  $j_{\Pi}$  поршня от угла  $\varphi^\circ$  поворота коленчатого вала

В первом случае экстремальные значения ускорения будут при  $\varphi = 0$  (ВМТ) и  $\varphi = \pi$  (НМТ):

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

Во втором случае, который имеет место лишь при условии  $\lambda > 1/4$  (при  $\lambda < 1/4$  получается  $|\cos\varphi| > 1$ , что не имеет смысла). При исследовании на экстремум появляется особая точка при  $\varphi' = \arccos(-1/4\lambda)$ , в которой ускорение достигает второго экстремального отрицательного значения:

$$\begin{aligned} j_{\Pi\varphi'} &= r\omega^2(\cos\varphi' + \lambda\cos 2\varphi') = r\omega^2[\cos\varphi' + \lambda(2\cos 2\varphi' - 1)] = \\ &= -r\omega^2\left(\lambda + \frac{1}{8\lambda}\right). \end{aligned}$$

Абсолютная величина разности между двумя отрицательными экстремальными значениями ускорения равна:

$$\left| j_{\pi\varphi'} - j_{\pi\varphi=\pi} \right| = r\omega^2 \left( \lambda + \frac{1}{8\lambda} \right) - r\omega^2 (1 - \lambda) = r\omega^2 \frac{(4\lambda - 1)^2}{8\lambda}.$$

Нетрудно заметить, что при  $\lambda = 1/4$  эта разность равна нулю. Угол поворота кривошипа  $\varphi$ , при котором ускорение поршня равно нулю, равен углу, при котором скорость поршня имеет максимальное значение.

Графики ускорений поршня для различных значений  $\lambda$  приведены на рис. 8.

Построить графики перемещений, скорости и ускорения поршня в зависимости угла поворота кривошипа  $\varphi$  можно с помощью программы Microsoft Excel.

Максимальное значение ускорения поршня для автомобильных и тракторных двигателей – 6000... 22 000 м/с<sup>2</sup>.

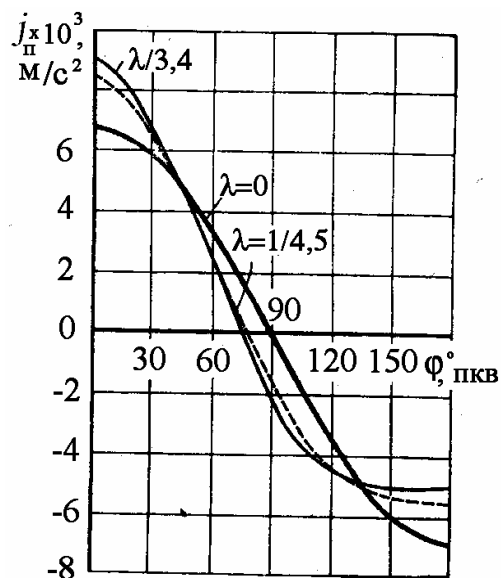


Рис. 8. Кривые ускорения поршня для различных значений  $\lambda$

### Вопросы для самопроверки

1. Почему в современных двигателях безразмерный показатель  $\lambda$  находится в пределах 1/3,2...1/4,2? Какое влияние оказывает на работу двигателя?
2. Почему перемещение поршня условно представляют состоящим из двух гармонических перемещений? А можно ли представить из четырех или шести?
3. Чем объясняется то обстоятельство, что при повороте коленчатого вала на угол 90° в центральном КШМ поршень перемещается на величину, превышающей половину хода?
4. Почему скорость поршня представляется в виде суммы двух слагаемых первого и второго порядка?
5. При каком угле поворота кривошипа скорость поршня достигает максимального значения? Влияет ли параметр  $\lambda$  на величину этого уг-

ла?

6. В каком положении поршня – ВМТ или НМТ он достигает максимального ускорения? Почему?

7. При каком значении угла поворота коленчатого вала ускорение поршня достигает максимального значения? Почему?

8. Влияет ли безразмерный параметр  $\lambda$  на величину ускорения поршня?

### 1.3. КИНЕМАТИКА ШАТУНА

При вращении кривошипа шатун совершает сложное плоскопараллельное движение, которое можно рассматривать как сумму поступательного движения вместе с поршнем (с точкой А на рис. 9), кинематика которого рассмотрена, и углового движения относительно оси поршневого пальца, т. е. точки А.

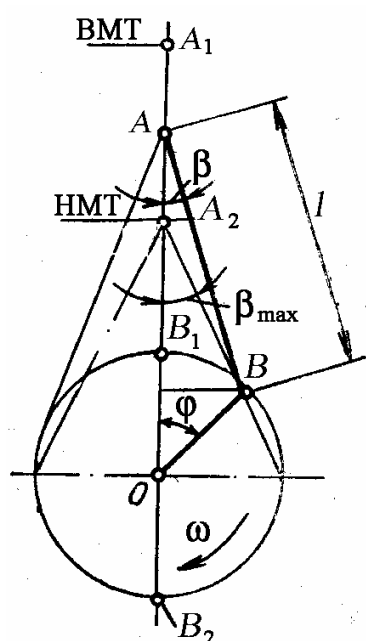


Рис. 9. Схема движения шатуна

Угловое перемещение шатуна относительно оси цилиндра определяется из уравнения (2):

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

Из уравнения (7) видно, что наибольшее отклонение шатуна при  $\varphi = \pi/2$  и  $\varphi = 3\pi/2$ , что соответствует  $\beta_{\max} = \pm \arcsin \lambda$ .

Угловая скорость шатуна  $\omega_{\text{ш}}$  определяется путем дифференцирования по времени функции углового перемещения:

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\beta}{d\varphi}.$$

Продифференцировав выражение (2) как уравнение с разделенными переменными, имеем

$$\cos \beta d\beta = \lambda \cos \varphi d\varphi$$

откуда

$$\frac{d\beta}{d\varphi} = \lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta}.$$

Тогда

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

(приближение сделано с погрешностью порядка  $\lambda^3$ ).

Из формулы (8) следует, что при  $\varphi = \pi/2$  и  $\varphi = 3\pi/2$  угловая скорость шатуна равна нулю. При  $\varphi = 0$  и  $\varphi = \pi$  угловая скорость имеет экстремальные значения:

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

На рис. 10 приведен график изменения угловой скорости  $\omega_{\text{ш}}$  шатуна в зависимости от угла  $\varphi^\circ$  поворота коленчатого вала.

Угловое ускорение шатуна определяется путем дифференцирования по времени функции угловой скорости его:

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

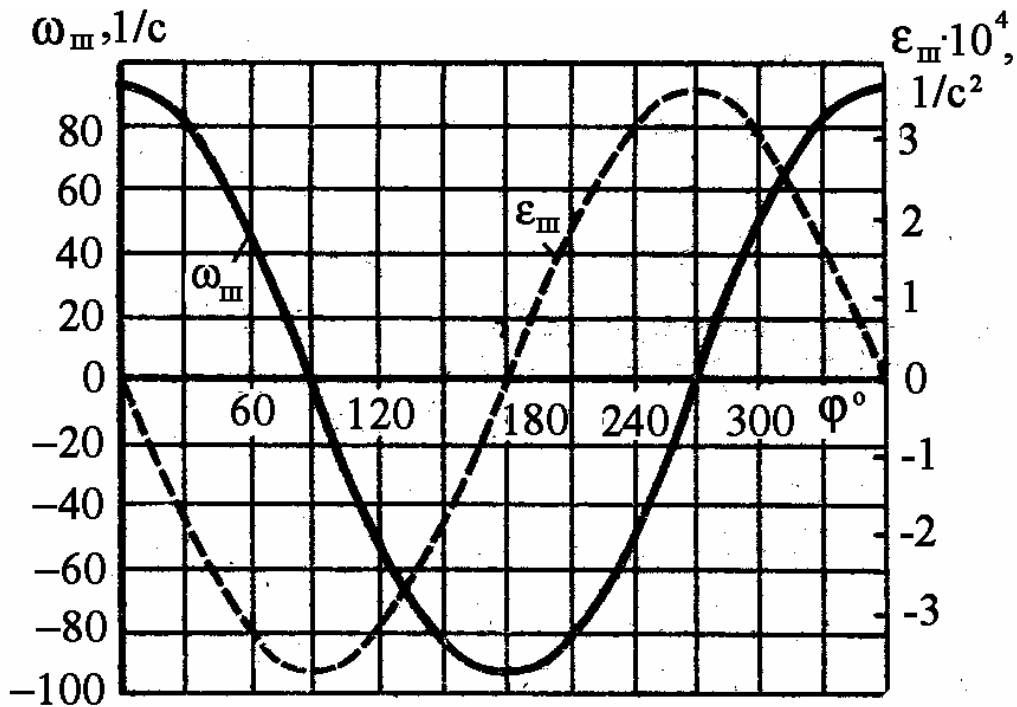


Рис. 10. Кривые угловых скорости и ускорения качания шатуна  
Экстремальные значения углового ускорения шатуна

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

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

Кривая изменения углового ускорения  $\varepsilon_{\text{ш}}$  качания шатуна в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  изображены на рис. 10.

### Вопросы для самопроверки

1. Какое движение совершает шатун при вращении кривошипа ?
2. От чего зависит максимальное угловое перемещение шатуна ?
3. Как приближенно можно описать угловую скорость качания шатуна ?
4. При каком угле поворота кривошипа угловая скорость качания шатуна достигает максимального значения ?
5. Как приближенно можно описать угловое ускорение качания шатуна ?
6. При каком угле поворота кривошипа угловое ускорение качания шатуна достигает максимального значения ?
7. Связаны ли угловые скорость и ускорение качания шатуна дифференциально-интегральной зависимостью ? Почему ?

### 1.4. ДЕЗАКСИАЛЬНЫЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ

В некоторых автомобильных и тракторных двигателях применяется кривошипно-шатунный механизм, у которого ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала, а смещена относительно нее на некоторое расстояние  $e$  (рис. 11). Такой механизм называется дезаксиальным или смещенным КШМ. Кроме параметра  $e$ , характеризуется величиной относительного смещения  $k = e/r$ , где  $r$  – радиус кривошипа. Для современных автомобильных и тракторных двигателей параметр  $k$  находится в пределах 0,05..0,20. Смещенный КШМ в двигателях с нижним расположением распределительного вала применяется главным образом для выполнения требований конструктивной компоновки.

При ходе поршня от ВМТ до НМТ (за цикл расширения) угол отклонения шатуна  $\beta$  меньше, чем при обратном ходе. Как будет показано в главе «Динамика кривошипно-шатунного механизма», это приводит к снижению величины бокового давления поршня на цилиндр, а значит и уменьшается величина износа цилиндра.

В двигателях, имеющих одинаковые величины  $r$  и  $\lambda$ , ход поршня  $s_{п д}$  немного больше, чем в случае центрального КШМ. Кроме того, возрастает и время такта впуска, так как при движении поршня от ВМТ до НМТ угол

поворота коленчатого вала дезаксиального двигателя больше  $180^\circ$ , что улучшает его наполнение.

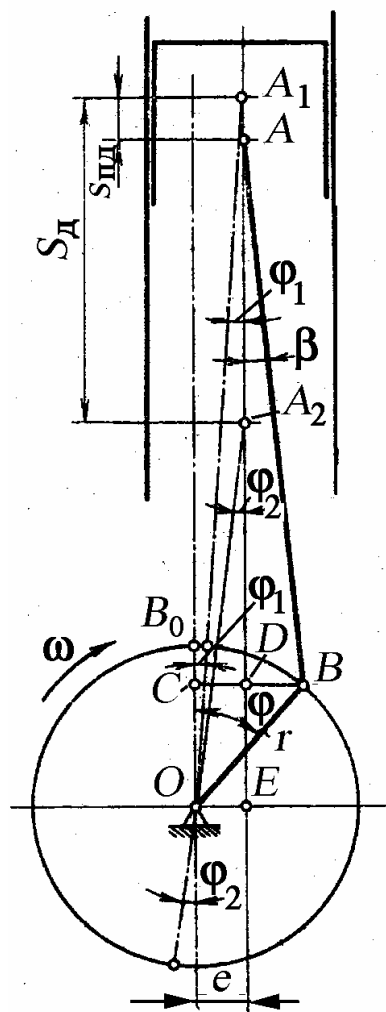


Рис. 11. Схема дезаксиального кривошипно-шатунного механизма

нность деталей двигателя можно вести, как для центрального КШМ.

Ось цилиндра в двигателях с дезаксиальным КШМ и направлением вращения коленчатого вала по часовой стрелке обычно смещают вправо по направлению вращения (рис. 10).

За нулевое положение дезаксиального кривошипно-шатунного механизма принимается такое, при котором кривошип, находясь в вертикальном верхнем положении  $OB_0$ , параллелен оси цилиндра.

Положения кривошипа, соответствующие ВМТ и НМТ, т. е. совмещению радиуса кривошипа и продольной оси шатуна по одной прямой, определяются углами  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , которые находятся из треугольников  $OAE$  и

К преимуществам дезаксиального КШМ следует отнести и меньшую, чем в центральном механизме, скорость поршня около ВМТ, благодаря чему улучшается процесс сгорания, протекающий при условиях, приближающихся к условиям сгорания при постоянном объеме. В зависимости от расположения распределительного вала смещение оси цилиндра позволяет или увеличить расстояние между коленчатым и распределительным валами и, следовательно, пространство для беспрепятственного вращения нижней головки шатуна или уменьшить это расстояние, а вместе с тем и диаметры распределительных шестерен и габариты приводов.

Следует отметить, что силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в двигателе с дезаксиальным КШМ несколько больше, чем в двигателе тех же размеров с центральным КШМ. Однако разница в величине этих сил для автомобильных и тракторных двигателей так мала, что практически все расчеты на прочность

$OA_1E$ :

$$\sin \varphi_1 = \frac{\overline{OE}}{\overline{OA}} = \frac{e}{l+r} = \frac{\frac{e}{r}}{\frac{l+r}{r}} = \frac{\lambda k}{1+\lambda}; \quad (9)$$

$$\sin \varphi_2 = -\frac{\overline{OE}}{\overline{OA_1}} = -\frac{e}{l-r} = -\frac{\frac{e}{r}}{\frac{l-r}{r}} = -\frac{\lambda k}{1-\lambda}. \quad (10)$$

Как следует из (9) и (10)  $\sin \varphi_2 > \sin \varphi_1$  и  $\varphi_2 > \varphi_1$ . Так при  $\lambda=1/3$ ,  $k=0,2$   $\sin \varphi_1 = 0,05$ ;  $\sin \varphi_2 = 0,1$ ;  $\varphi_1 = 1^\circ 50'$ ;  $\varphi_2 = 5^\circ 50'$ .

Таким образом, угол поворота коленчатого вала при прямом ходе (от ВМТ) больше  $180^\circ$ , а при обратном ходе (от НМТ) – меньше  $180^\circ$ .

Ход поршня дезаксиального механизма согласно рис. 10

$$S_d = \overline{EA} - \overline{EA_2} = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2}$$

или

$$S_d = r \left[ \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)^2 - k^2} \right]. \quad (11)$$

Разница между ходами поршня дезаксиального  $S_d$  и центрального  $S = 2r$  КШМ для современных автомобильных и тракторных двигателей очень незначительна. Так, при  $\lambda=1/3$ ,  $k=0,20$   $S_d = 2,005 r$ . Таким образом, даже при максимальном значении  $k$  эта разница составляет менее 1 %.

Перемещение поршня дезаксиального КШМ в зависимости от угла поворота коленчатого вала

$$s_{пд} = \overline{EA} - \overline{EA_1},$$

или

$$\begin{aligned} s_{пд} &= \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - (r \cos \varphi + l \cos \beta) = \\ &= r \left[ \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} - \left(\cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \cos \beta\right) \right]. \end{aligned} \quad (12)$$

Из рис. 10 следует, что

$$\overline{BC} = r \sin \varphi = l \sin \beta + e,$$

откуда

$$\sin \beta = \lambda(\sin \varphi - k) \quad (13)$$

и

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \left[ 1 - \lambda^2 (\sin \varphi - k)^2 \right]^{1/2}.$$

Разлагая правую часть этого выражения в ряд по биному Ньютона и ограничиваясь ввиду малости последующих членов двумя первыми членами ряда, получим

$$\begin{aligned} \cos \beta &= 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 (\sin \varphi - k)^2 = \\ &= 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi + \lambda^2 k \sin \varphi - \frac{1}{2} \lambda^2 k^2, \end{aligned}$$

или

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 k^2 - \frac{1}{4} \lambda^2 + \lambda^2 k \sin \varphi + \frac{1}{4} \lambda^2 \cos 2\varphi.$$

Подставляя это выражение  $\cos \beta$  в формулу (12), получаем

$$s_d = r \left[ \sqrt{\left( \frac{1}{\lambda} + 1 \right)^2 - k^2} - \left( \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{2} \lambda k^2 + \lambda k \sin \varphi - \frac{1}{4} \lambda + \frac{1}{4} \lambda \cos 2\varphi \right) \right] \quad (14)$$

**Скорость поршня** дезаксиального КШМ из (14)

$$v_{пд} = \frac{ds_d}{dt}$$

или

$$v_{пд} = r\omega \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - \lambda k \cos \varphi \right). \quad (15)$$

Так как угол поворота коленчатого вала при прямом ходе поршня больше  $180^\circ$ , а при обратном ходе – меньше  $180^\circ$ , то, следовательно, средняя скорость поршня при прямом ходе меньше, чем при обратном.

**Ускорение поршня** дезаксиального КШМ из (15)

$$j_{пд} = \frac{dv_{пд}}{dt}$$

или

$$j_{пд} = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + \lambda k \sin \varphi). \quad (16)$$

На рис. 12 изображены кривые изменения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi^\circ$ , построенные согласно формуле (16) для значений  $\lambda=1/4$ ,  $k=0,2$ ,  $n=3600 \text{ мин}^{-1}$  и  $r=0,055 \text{ м}$ .

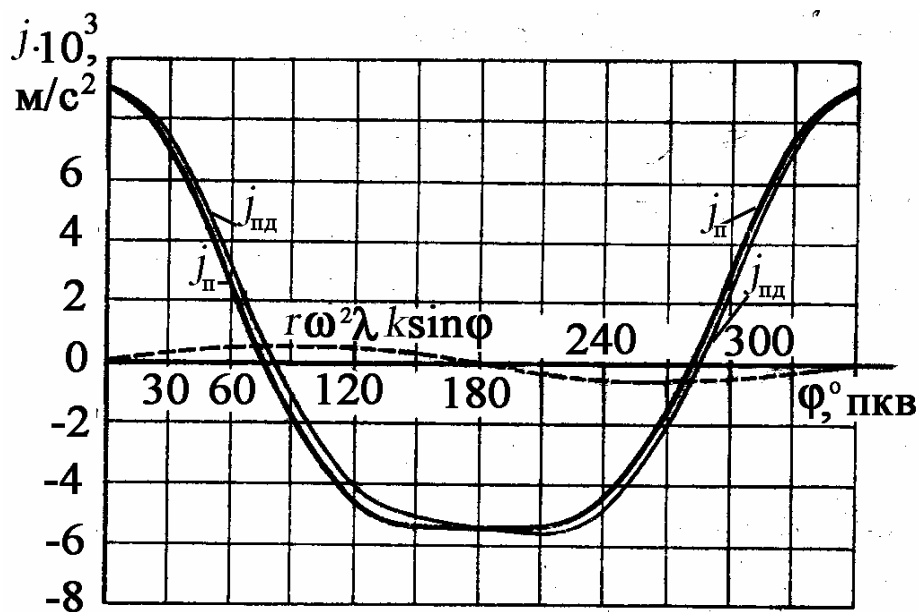


Рис. 12. Графики изменения ускорения поршня дезаксиального кривошипно-шатунного механизма в зависимости от угла поворота кривошипа

Из графика следует, что ускорение  $j_{пд}$  дезаксиального кривошипно-шатунного механизма на участке  $0 < \varphi < 180^\circ$  превышает ускорение  $j_{п}$  центрального КШМ, а на участке  $180^\circ < \varphi < 360^\circ$  —  $j_{п} > j_{пд}$ . Это происходит потому, что на первом участке составляющая полного ускорения  $j_{пд}$   $r\omega^2\lambda k \sin \varphi$  — положительная.

**Угловое перемещение шатуна** дезаксиального КШМ определяется по формуле (13) или

$$\beta = \arcsin[\lambda(\sin \varphi - k)], \quad (17)$$

из которой следует, что:

- наименьший угол  $\beta_{\min}$  отклонения шатуна, при котором ось шатуна совпадает с осью цилиндра ( $\beta=0$ ), получается при  $\sin \beta_{\min} = 0$ , е. е. при  $\sin \varphi = k$ ;
- наибольший угол  $\beta_{\max}$  отклонения шатуна от оси цилиндра соответствует  $\sin \varphi = \pm 1$ , е. е. при  $\varphi = 90^\circ$  и  $270^\circ$ , когда  $\sin \beta_{\max} = \pm \lambda - k\lambda$ .

При отклонении шатуна в ту или другую сторону от оси цилиндра наибольшие углы  $\beta_{\max}$  отклонения получаются неодинаковыми.

**Угловую скорость качания шатуна**  $\omega_{шд} = d\beta/dt$  (из зависимости

(17)) и угловое ускорение качания шатуна  $\varepsilon_{ш.д} = d\omega_{ш.д}/dt$  определяют по формулам:

$$\omega_{ш.д} = \frac{d\{\arcsin[\lambda(\sin \varphi - k)]\}}{dt} = \lambda\omega \frac{\cos \varphi}{[1 - \lambda^2(\sin \varphi - k)^2]^{1/2}}; \quad (18)$$

$$\omega_{ш.д} \approx \lambda\omega \cos \varphi; \quad (18a)$$

$$\varepsilon_{ш.д} = \lambda\omega^2 \frac{\lambda^2 \cos^2 \varphi (\sin \varphi - k) - [1 - \lambda^2(\sin \varphi - k)^2] \sin \varphi}{[1 - \lambda^2(\sin \varphi - k)^2]^{3/2}}. \quad (19)$$

$$\varepsilon_{ш.д} \approx \lambda\omega^2 \sin \varphi. \quad (19a)$$

Так же как и в центральном КШМ, угловое ускорение качания шатуна  $\varepsilon_{ш.д.} = \varepsilon_{ш.д. \max}$  достигается при  $\varphi = 90$  и  $270^\circ$ :

при  $\varphi = 90^\circ$

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

при  $\varphi = 270^\circ$

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

При конструировании КШМ для уменьшения стука при переходе поршня через ВМТ применяется *дезаксаж в поршне* – поршневой палец сдвигается относительно оси поршня. Оси цилиндра и коленчатого вала при этом находятся в одной плоскости. Однако и в этом случае меньший угол отклонения шатуна в такте расширения приводит к уменьшению боковой силы  $N$  (при этом сила  $N$  несколько увеличивается в такте сжатия), что обуславливает более равномерный износ цилиндропоршневой группы, а кроме того, вследствие перекоса (равнодействующая сил давления газов в этом случае не проходит через ось поршневого пальца) удар поршня о стенку цилиндра при передвижке его около ВМТ смягчается, а шумность работы двигателя уменьшается.

Величина добавочных членов в формулах (11)...(19) для автомобильных и тракторных двигателей невелика ( $k\lambda = 0,01...0,06$ ), поэтому разницей в кинематике смещенного и центрального КШМ можно пренебречь.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Какой кривошипно-шатунный механизм называется дезаксиальным?
2. С какой целью выполняют дезаксаж кривошипно-шатунного механизма?
3. Как меняется скорость поршня дезаксиального кривошипно-шатунного механизма со сравнению с центральным?
4. Как меняется ускорение поршня дезаксиального кривошипно-шатунного механизма со сравнению с центральным?
5. Чем отличается угловое перемещение шатуна дезаксиального кривошипно-шатунного механизма со сравнению с центральным?
6. Чем отличается угловые скорость и ускорение качания шатуна дезаксиального кривошипно-шатунного механизма со сравнению с центральным?
7. Какова величина добавочных членов в формулах (14), (15) и (16)? Можно ли ими пренебречь?
8. Какой основной недостаток дезаксиального кривошипно-шатунного механизма?
9. Какое преимущество имеет дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм по сравнению с центральным?
10. Как конструктивно выполняется дезаксаж КШМ?

## **ГЛАВА 2. ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА**

### **2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ**

При работе двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы от давления газов в цилиндре, силы инерции движущихся масс механизма, силы трения и силы полезного сопротивления на валу двигателя.

Силы инерции масс двигателя, движущихся с переменными по величине и направлению скоростями, возникают в двигателе как при холостом ходе, так и при работе его под нагрузкой. Для некоторых деталей двигателя эти силы являются основными расчетными силами.

Силы инерции движущихся масс КШМ в свою очередь разделяются на три группы:

- силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно;
- силы инерции вращающихся масс;
- силы инерции масс, совершающих сложное движение.

Анализ сил, действующих в КШМ, необходим для проведения расчета элементов двигателя на прочность, определения нагрузок на подшипники, анализа крутильных колебаний коленчатого вала и других расчетов.

## 2.2. МАССЫ ДВИЖУЩИХСЯ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА И ИХ ПРИВЕДЕНИЕ

Для определения величины сил инерции, возникающих в результате движения частей КШМ, необходимо предварительно найти соответствующие массы. При этом для упрощения динамического расчета приходится заменять действительные массы движущихся частей системой масс, динамически эквивалентной реальной системе.

**Приведение массы шатуна.** Шатун совершает сложное плоскопараллельное движение в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Масса шатуна  $m_{\text{ш}}$  может быть заменена тремя массами, сосредоточенными на осях поршневого пальца  $m_1$ , шатунной шейки кривошипа  $m_2$  и в центре масс шатуна  $m_3$ , как показано на рис. 13. Такая замена будет эквивалентной при соблюдении следующих условий:

а) сумма всех масс должна быть равна массе шатуна, т. е.

$$m_{\text{ш}} = m_1 + m_2 + m_3;$$

б) центр тяжести всех масс должен совпадать с центром тяжести шатуна

( $\sum_{i=1}^3 m_i l_i = 0$ , где  $l_i$  – координаты  $i$ -ой массы в выбранной системе координат), т. е.

$$m_1 l_1 - m_2 (l - l_1) = 0$$

или

$$m_1 l_1 = m_2 (l - l_1),$$

где  $l$  – длина шатуна (расстояние между осями поршневого пальца и ша-

тунной шейки КШМ);  $l_1$  – расстояние от центра масс шатуна до оси поршневого пальца (если начало координат выбрать в центре масс шатуна, а одна из осей совпадает с осью шатуна);

в) сумма моментов инерции всех масс относительно оси, проходящей через центр тяжести шатуна, должна быть равна моменту инерции шатуна  $I_{ш}$  относительно той же оси ( $\sum_{i=1}^3 m_i l_i^2 = 0$ ), т. е.

$$\sum_{i=1}^3 m_i l_i^2 = 0$$

$$I_{ш} = m_1 l_1^2 + m_2 (l - l_1)^2;$$

г) массы должны располагаться на одной прямой, проходящей через центр тяжести шатуна.

Решая совместно уравнения трех записанных условий относительно  $m_1$ ,  $m_2$  и  $m_3$ , имеем:

$$m_1 = \frac{I_{ш}}{l_1 l}; \quad m_2 = \frac{I_{ш}}{(l - l_1) l}; \quad m_3 = m_{ш} - \frac{I_{ш}}{(l - l_1) l}.$$

Масса  $m_1$ , сосредоточенная в точке  $A_1$ , движется возвратно-поступательно вдоль оси цилиндра; масса  $m_2$ , сосредоточенная в точке  $B$  совершает вращательное движение около оси коленчатого вала; масса  $m_3$ , сосредоточенная в центре масс шатуна, совершает сложное движение.

Масса  $m_3$  обычно незначительно по сравнению с массами  $m_1$  и  $m_2$ , поэтому для упрощения динамических расчетов этой массой пренебрегают, заменяя массу шатуна  $m_{ш}$  двумя массами  $m_1$  и  $m_2$ , расположенными в центрах его поршневой и кривошипной головок. Такое пренебрежение приводит к небольшой ошибке, но очень упрощает расчет.

При замене массы шатуна двумя массами (рис. 14) условия для определения величины их имеют вид:

$$m_1 l_1 = m_2 (l - l_1); \quad m_{ш} = m_1 + m_2;$$

$$I_1 = m_1 l_1^2 + m_2 (l - l_1)^2$$

Четвертое условие удовлетворяется, так как прямая, соединяющая точки, в которых сосредоточены массы  $m_1$  и  $m_2$ , совпадает с осью шатуна.

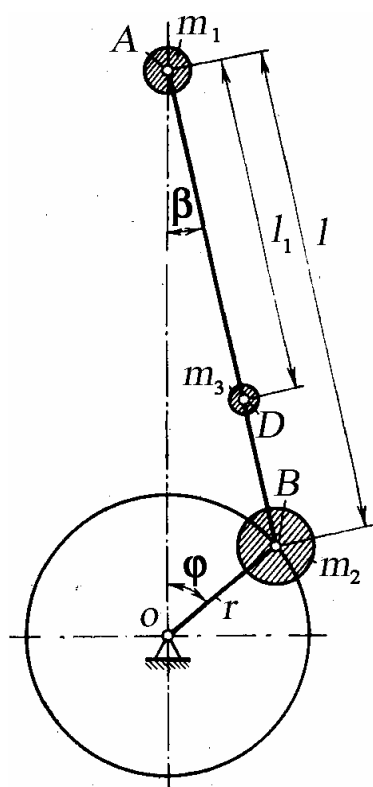


Рис. 13. Схема замены массы шатуна тремя массами

Массы  $m_1$  и  $m_2$  в этом случае определяют-  
ся по формулам:

$$m_1 = m_{\text{ш}} \frac{l - l_1}{l}; \quad m_2 = m_{\text{ш}} \frac{l_1}{l}. \quad (20)$$

Тогда третье условие запишется в сле-  
дующем виде:

$$I_1 = m_{\text{ш}} \frac{l - l_1}{l} l_1^2 + m_{\text{ш}} \frac{l_1}{l} (l - l_1)^2. \quad (21)$$

Согласно третьему условию, необходимо-  
му для обеспечения неизменности момента  
инерции системы относительно центра масс,  
должно соблюдаться равенство  $I_1 = I_{\text{ш}}$ . Однако  
это условие не соблюдается, так как масса ша-  
туна  $m_{\text{ш}}$  заменена двумя массами  $m_1$  и  $m_2$ , кото-  
рые естественно увеличиваются по сравнению  
с тем, когда масса шатуна распределялась на  
три части. Другими словами  $I_1 > I_{\text{ш}}$ . Для полу-  
чения динамически заменяющей системы сле-  
довало бы к системе масс  $m_1$  и  $m_2$  условно добавить отрицательный момент  
инерции, равный  $(I_1 - I_{\text{ш}})$ . Ввиду незначительности дополнительного мо-  
мента, а также для упрощения расчетов этот момент обыкновенно не учи-  
тывается.

Для определения масс  $m_1$  и  $m_2$  необходимо знать массу шатуна  $m_{\text{ш}}$ , а  
также положения его центра тяжести (центра масс). Для изготовленного  
шатунa эти величины определяют взвешиванием на рычажных весах и  
способом качаний.

При взвешивании определяют массу шатуна

$$m_{\text{ш}} = m_1 + m_2 \quad (22)$$

и затем взвешиванием на весах по схеме, изображенной на рис. 15, опреде-  
ляем  $m_1$ , а из (22) —  $m_2$ . Высоты опор подбирают такими, чтобы при взве-  
шивании ось шатуна была горизонтальной. Расстояние между опорами  $A$  и  
 $B$  должно быть равно длине шатуна  $l$ .

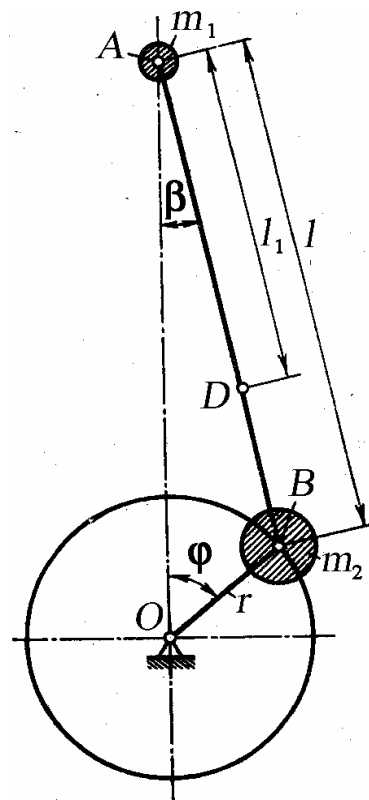


Рис. 14. Схема замены шатуна двумя массами

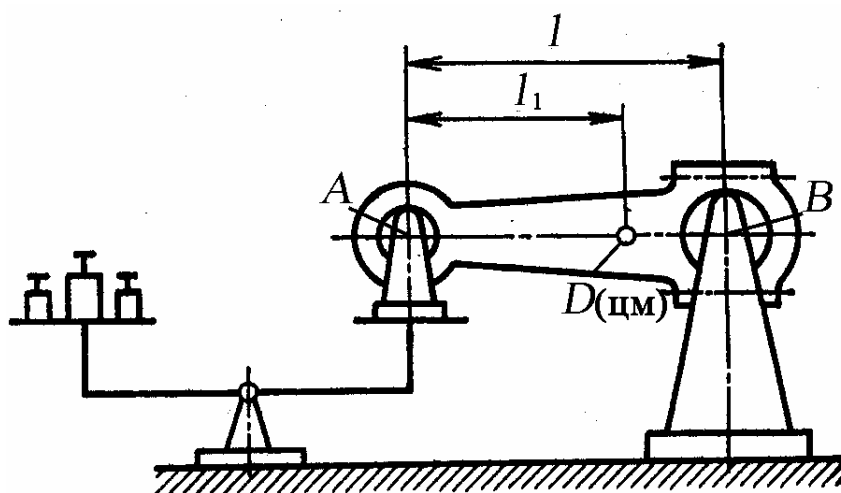


Рис. 15. Определение положения центра масс шатуна с помощью взвешивания

Из условия равновесия определяется расстояние центра тяжести (центра масс) шатуна от оси поршневого пальца  $l_1$  (рис. 15):

$$m_1 gl - m_{\text{ш}} g(l - l_1) = 0. \quad (23)$$

При определении масс  $m_1$  и  $m_2$ , а также расстояния  $l_1$  способом качаний эти величины вычисляют по формулам качания физического маятника с малой амплитудой. В этом случае шатун подвешивают на призме (рис. 16) сначала верхней, а затем нижней головкой и заставляют его качаться с небольшой амплитудой. Период колебания физического маятника с малой амплитудой

$$T = \frac{60}{n} = 2\pi \sqrt{\frac{I}{m_{\text{ш}} g(l_1 + r_1)}}, \text{ с}, \quad (24)$$

где  $n$  – число полных колебаний маятника в минуту;

$I$  – момент инерции маятника относительно оси качания;

$g$  – ускорение свободно падающего тела;

$m_{\text{ш}}$  – масса шатуна, сосредоточенная в центре масс;

$(l_1 + r_1)$  – расстояние от оси качания до центра масс шатуна;

$r_1$  – радиус отверстия под палец поршневой головки.

$$\left. \begin{aligned} I_A &= \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{m_{\text{ш}} g (l_1 + r_1)}{n_A^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ I_C &= \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{m_{\text{ш}} g l_2}{n_C^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ I_A &= I_{\text{ш}} + m_{\text{ш}} (l_1 + r_1)^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ I_C &= I_{\text{ш}} + m_{\text{ш}} l_2^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

где  $I_A$  и  $I_C$  – моменты инерции шатуна относительно осей  $A$  и  $C$ ;

$n_A$  и  $n_C$  – числа полных качаний шатуна в минуту относительно осей  $A$  и  $C$ ;

$I_{\text{ш}}$  – момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр масс.

Момент инерции шатуна

$$I_{\text{ш}} = I_A - m_{\text{ш}} (l_1 + r_1)^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

или

$$I_{\text{ш}} = I_C - m_{\text{ш}} l_2^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (26)$$

Как следует из формулы (25)

$$I_A - I_C = \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 m_{\text{ш}} g \left( \frac{l_1 + r_1}{n_A^2} - \frac{l_2}{n_C^2} \right) = m_{\text{ш}} \left[ (l_1 + r_1)^2 - l_2^2 \right].$$

Подставляя в это выражение  $l_2 = l_3 - (l_1 + r_1)$ , находим

$$l_1 = \frac{l_3 \left[ g \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{1}{n_C^2} - l_3 \right]}{g \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{n_A^2 + n_C^2}{n_A^2 n_C^2} - 2l_3} - r_1, \text{ м}. \quad (27)$$

Массы  $m_1$  и  $m_2$  определяют из формулы (20).

Для большинства существующих конструкций автотракторных двигателей величины замещающих шатун расчетных масс находятся в пределах:

$$m_1 = (0,2 \dots 0,3) m_{\text{ш}}; \quad m_2 = (0,8 \dots 0,7) m_{\text{ш}}.$$

**Приведение вращающихся масс.** К вращающимся массам КШМ относятся:

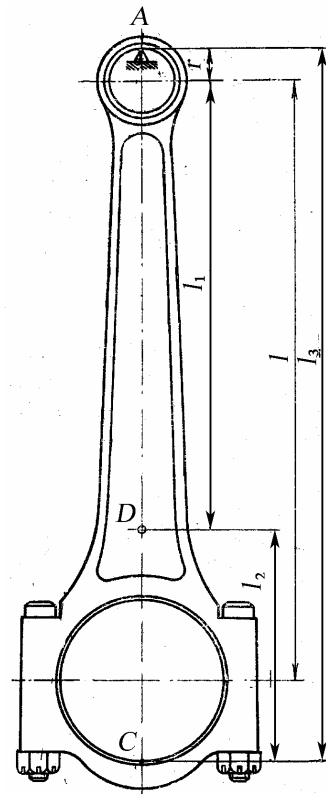


Рис. 16. Определение центра масс шатуна методом качаний

- массы неуравновешенных частей колена вала (щек, шатунной шейки)  $m_k$ ;
- часть массы шатуна  $m_2$ .

Массы таких неуравновешенных частей заменим массой, приведенной к радиусу кривошипа  $r$ , и обозначим  $m_r$ .

Приведение производят с соблюдением условия равенства центробежной силы инерции действительной массы центробежной силе приведенной массы.

Масса шатунной шейки с прилежащими частями щек  $m_{ш.ш.}$  считается сосредоточенной в середине оси шейки (рис. 17); так как центр масс ее удален от оси кривошипа на расстояние  $r$ , приведения этой массы не тре-

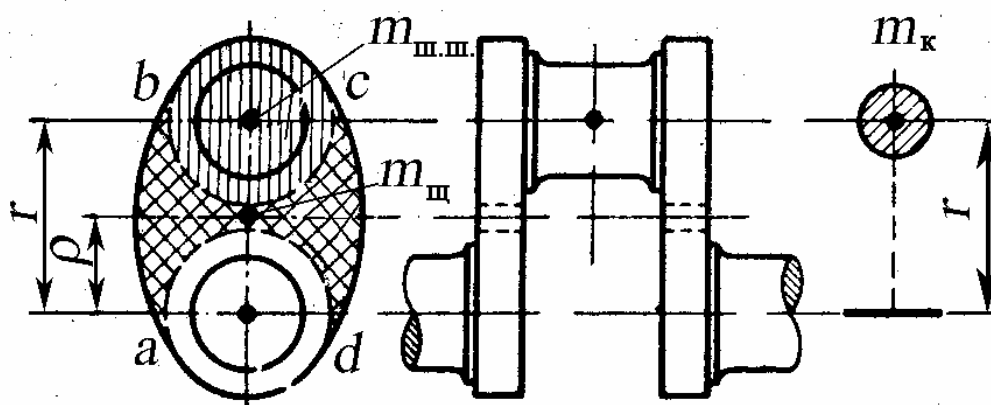


Рис. 17. Приведение масс кривошипа

буется.

Масса средней части щеки  $m_{щ}$  (по контуру  $abcd$ ), имеющей центр масс на радиусе  $\rho$ , приводится к радиусу  $r$  (рис. 17):

$$m_{щ}\rho\omega^2 = (m_{щ})_r r\omega^2,$$

где  $\rho$  – расстояние от центра масс щеки до оси кривошипа.

Откуда

$$(m_{щ})_r = m_{щ} \frac{\rho}{r}.$$

Приведенная к радиусу  $r$  неуравновешенная масса кривошипа  $m_k$

$$m_k = m_{ш.ш.} + 2(m_{щ})_r = m_{ш.ш.} + 2m_{щ} \frac{\rho}{r}, \quad (28)$$

а с учетом части массы шатуна  $m_2$  неуравновешенная масса деталей  $m_r$ , совершающих вращательное движение равна:

$$m_r = m_k + m_2. \quad (29)$$

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

$$m_r = m_k + 2m_2.$$

**Масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение.**

Детали, совершающие прямолинейное возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра – поршневая группа (поршень, палец, кольца) и часть массы шатуна  $m_1$ . Масса поршневой группы  $m_{\pi}$ , как и  $m_1$ , считается сосредоточенной на оси поршневого пальца и общая масса  $m_j$  деталей, совершающих возвратно-поступательное движение равна  $m_j = m_{\pi} + m_1$ . Так как ускорение поршня считается известным, то приведения этой массы не требуется.

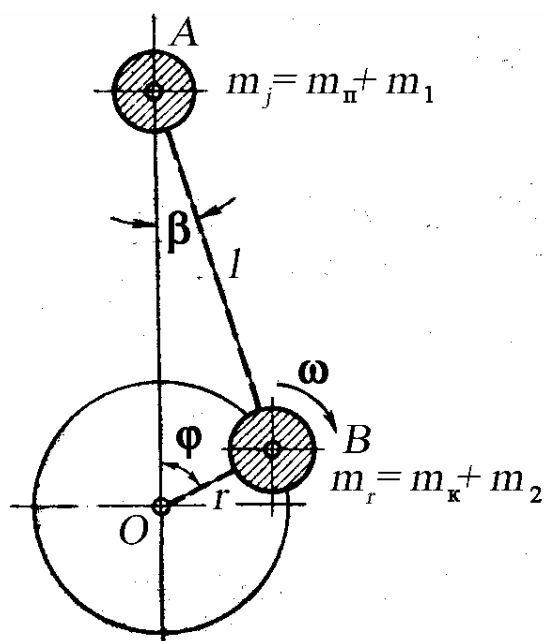


Рис. 18. Приведенные массы кривошипно-шатунного механизма

Таким образом, в результате приведения масс отдельных элементов кривошипно-шатунный механизм может быть представлен динамически эквивалентной системой двух сосредоточенных масс, связанных жесткой связью: массой  $m_j$ , совершающей возвратно-поступательное движение; массой  $m_r$ , совершающей вращательное движение (рис. 18). При наличии на коленах вала противовесов их масса также должна учитываться в расчете.

Величины  $m_{\pi}$ ,  $m_k$  и  $m_{ш}$  при динамическом расчете вновь

проектируемого двигателя выбираются из данных существующих конструкций. Для современных автомобильных и тракторных двигателей конструктивные массы  $m'_{\pi}$ ,  $m'_{ш}$ ,  $m'_k$ , т. е. массы, отнесенные к единице площади поршня  $F$ , находятся в пределах, приведенных в табл. 4.

Таблица 4

Значения удельных конструктивных масс  $m' = m / F_{\Pi}$ , кг/м<sup>2</sup>

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Бензиновые двигатели $D = 60 \dots 100$ мм	Дизели $D = 80 \dots 120$ мм
---	---	---------------------------------

Поршневая группа  $m_{\Pi}^{*}$ :

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 кованный 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  $S/D \leq 1$ .

### Вопросы для самопроверки

1. Почему действительную массу шатуна заменяют приведенными массами, сосредоточенными в центрах поршневой и кривошипной головок, соответственно?
2. Почему момент инерции приведенной двухмассовой системы шатуна не равен действительному моменту инерции шатуна? Какую погрешность это вызывает?
3. Какими способами можно определить центр масс изготовленного шатуна?
4. Отличается ли приведенная масса щеки от действительной?
5. Какая часть масс кривошипно-шатунного механизма совершает вращательное движение?
6. Какая часть масс кривошипно-шатунного механизма совершает возвратно-поступательное движение?

7. Как выбираются массы деталей кривошипно-шатунного механизма на этапе проектирования?

### 2.3. СИЛЫ ИНЕРЦИИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

В соответствии с принятой двухмассовой системой, динамически замещающей кривошипно-шатунный механизм, силы инерции движущихся масс сводятся к двум силам: силе инерции возвратно-поступательно движущихся масс  $P_j$  и центробежной силе инерции вращающихся масс  $K_r$ .

Для центрального КШМ сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяется как произведение массы  $m_j$  на ускорение поршня, взятое с обратным знаком, по формуле:

$$P_j = -m_j j_{\Pi} = -m_j r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (30)$$

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

$$P_j = C(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = C \cos \varphi + \lambda C \cos 2\varphi = P_{j1} + P_{j2}, \quad (31)$$

т. е. сила инерции  $P_j$  может быть представлена в виде суммы сил инерции первого и второго порядков, изменяющихся по гармоническому закону в зависимости от угла поворота кривошипа.

Сила инерции  $P_j$ , действует вдоль оси цилиндра и считается *положительной*, если она направлена к оси коленчатого вала (к НМТ), и *отрицательной*, если направлена в противоположную сторону (к ВМТ). Изменение направления действия силы инерции происходит при угле поворота кривошипа, для которого ускорение поршня равно нулю.

Основные экстремальные значения силы инерции  $P_j$ , так же как и ускорения поршня  $j_{\Pi}$  имеют место в ВМТ и НМТ. В ВМТ абсолютная величина силы инерции достигает максимума  $P_{j\max} = C(1 + \lambda)$ ; в НМТ она меньше,  $P_{j\max} = C(1 - \lambda)$ .

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс  $P_j$  в системе кривошипного механизма проявляется в виде *свободной силы*  $P'_j$  (рис. 19), которая действует вдоль оси цилиндра и равна силе  $P_j$ , переменной по величине и по знаку.

Сила  $P_j'$  передается через коренные подшипники картеру и, не будучи уравновешенной внутри механизма, *воздействует на опоры двигателя* (т. е. уравновешивается реакциями опор).

В дальнейшем для удобства исследования уравновешенности сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс двигателя силы инерции первого и второго порядков анализируются отдельно. Для быстрого определения величин и направления этих сил для любого угла  $\varphi$  можно воспользоваться методом вращающихся векторов, заключающимся в следующем.

Сила  $P_{j1}$  определяется как проекция на ось цилиндра изображающего вектора  $C = -m_j r \omega^2$  (рис. 20а), вращающего с угловой скоростью  $\omega$  (угловая скорость коленчатого вала).

Сила  $P_{j2}$  определяется как проекция на ось цилиндра вектора  $\lambda C = -\lambda m_j r \omega^2$  (рис. 20б), вращающего с удвоенной угловой скоростью  $2\omega$ .

Наглядное представление об изменении величины и знака сил инерции  $P_{j1}$  и  $P_{j2}$  дают их кривые, изображенные в полярных координатах (рис. 20).

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

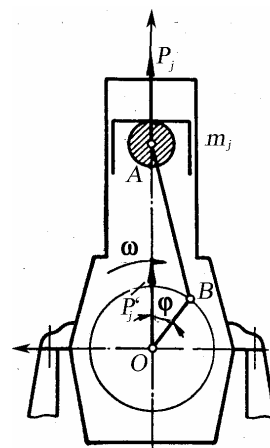


Рис. 19. Свободная сила от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс

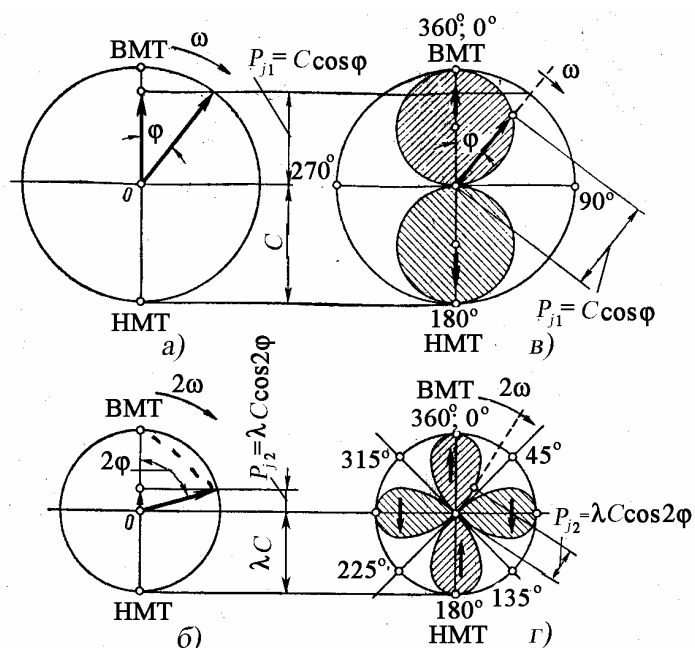
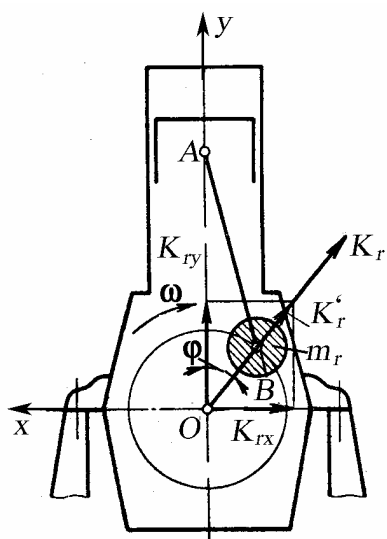


Рис. 20. Векторный метод определения сил инерции первого и второго порядков: а и б – векторные диаграммы; в и г – кривые изменения сил инерции в полярных координатах

$$K_r = K_{rk} + K_{rm_2} = m_k r \omega^2 + m_2 r \omega^2 = (m_k + m_2) r \omega^2 = m_r r \omega^2 \quad (32)$$



**Рис. 21. Центробежная сила инерции вращающихся масс**

все время направлена по радиусу кривошипа, постоянна по величине и приложена к центру  $B$  шатунной шейки колена (рис. 21).

Перенесем силу  $K_r$  по линии ее действия в центр  $O$  вала, обозначим  $K'_r$  и разложим на две составляющие по координатным осям:

$$\left. \begin{aligned} K_{rx} &= -m_r r \omega^2 \cos \varphi, \\ K_{ry} &= m_r r \omega^2 \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

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.

### Вопросы для самопроверки

1. Как представляются силы инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
2. Как действует сила инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
3. Чем уравнивается сила инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
4. Как определяется сила инерции первого порядка масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
5. Как определяется сила инерции второго порядка масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
6. На какие детали двигателя воздействуют центробежные силы инерции?
7. Как уменьшить влияние сил инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
8. Как уменьшить влияние центробежных сил инерции?
9. Чем отличаются силы инерции первого и второго порядков? Как можно уменьшить силу инерции второго порядка?

## 2.4. СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ

Сила давления газов в цилиндре в зависимости от хода поршня определяются из индикаторной диаграммы в координатах  $p-v$ , построенной по данным расчета цикла двигателя:  $a$  – конец такта впуска;  $ac$  – такт сжатия;  $c z$  – такт сгорания;  $zb$  – расширения;  $br$  – выпуска;  $z$  – теоретическая точка конца сгорания;  $z_d$  – действительная точка конца сгорания (рис. 22).

Действующая по оси цилиндра сила давления газов  $P_{\Gamma}$  на поршень определяется по формуле

$$P_{\Gamma} = (p_{\Gamma} - p_0) F_{\Pi}, \quad (33)$$

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

Поскольку давление газов в цилиндре  $p_{\Gamma}$  является величиной переменной, то сила давления газов  $P_{\Gamma}$  представляет переменную величину  $P_{\Gamma} = f(s_{\Pi})$  или  $P_{\Gamma} = f(\varphi)$ .

Развернутая индикаторная диаграмма в соответствующем масштабе представляет график выражения (33), т. е. график силы давления газов в зависимости от угла поворота кривошипа  $P_{\Gamma} = f(\varphi)$ . Она строится с использованием, например, программ Microsoft Excel или разработанной на кафедре программы Dinn. Такая диаграмма необходима для динамического расчета двигателя, а также для расчета на прочность его деталей.

Динамические нагрузки на детали КШМ обуславливаются совместным действием сил давления газов на поршень и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс. Поэтому динамический расчет двигателя на расчетном режиме его работы производится исходя из действия сум-

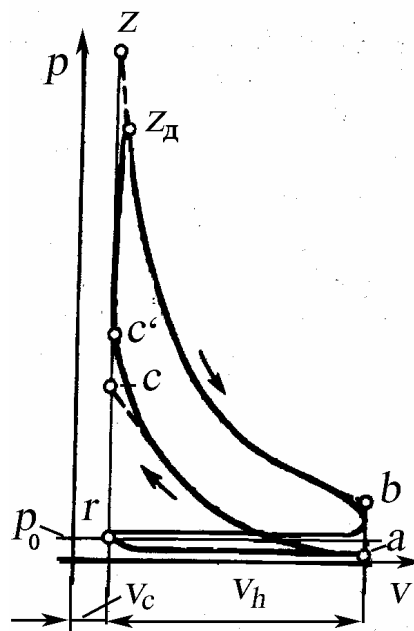


Рис. 22. Индикаторная диаграмма бензинового двигателя

марных сил. Исходной при этом является суммарная сила  $P_s$ , действующая на поршневой палец вдоль оси цилиндра, которая представляет алгебраическую сумму сил  $P_r$  и  $P_j$ :

$$P_s = P_r + P_j.$$

Построение графика изменения суммарной силы  $P_s$  по углу поворота коленчатого вала  $\varphi$  можно производить графическим суммированием соответствующих ординат графиков сил  $P_r = f(\varphi)$  и  $P_j = f(\varphi)$ . Обычно строят графики удельных сил (в МПа), действующих в кривошипно-шатунном механизме: отношение величины силы к площади поршня  $F_{\Pi}$  (Н/м<sup>2</sup>). Это позволяет сравнивать нагрузки для двигателей, имеющих различные значения  $D$  и  $S$ . На рис. 22 приведены графики удельных сил  $p'_r = P_r/F_{\Pi}$ ;  $p'_j = P_j/F_{\Pi}$  и  $p'_s = P_s/F_{\Pi}$  для бензинового двигателя на режиме максимальной мощности.

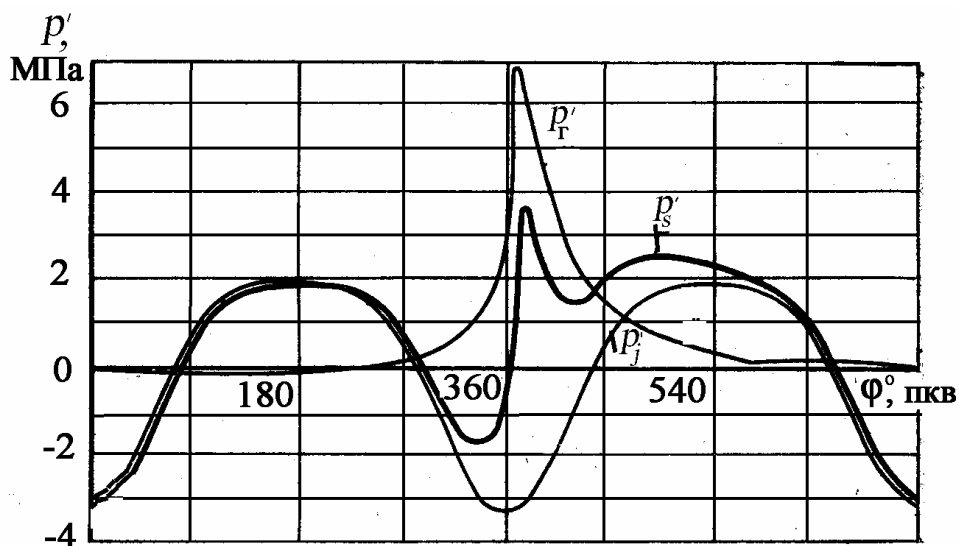


Рис. 22. Графики удельных сил  $p'_r$ ,  $p'_j$  и  $p'_s$  по углу поворота коленчатого вала

Силы давления газов  $P_r$  и  $P_j$  считается приложенными к оси поршневого пальца и имеют положительный знак, если они направлены к оси кривошипа, и отрицательный знак, если они направлены в противоположную сторону (что для  $P_r$  имеет место лишь при давлении газов в цилиндре меньше  $p_0$ ).

За расчетные режимы в соответствии с обеспечением условий проч-

ности принимают наиболее тяжелые возможные режимы работы двигателей.

Учитывая, что инерционная нагрузка  $P_j$  обычно снижает нагрузку от сил давления газов  $P_g$ , другими словами, их совместное действие снижает общую нагрузку  $P_s$ , то за основные расчетные принимают три режима:

- режим максимального крутящего момента ( $M_{e\max}, n_{M_{e\max}}$ );
- режим холостого хода при максимально допустимой частоте вращения коленчатого вала ( $M_e = 0, n_{\max}$ );
- режим максимальной мощности ( $N_{e\max}, n_{N_{e\max}}$ ).

На рис. 23 приведен графики удельных сил  $p'_g$ ;  $p'_j$  и  $p'_s$  по углу поворота коленчатого вала бензинового двигателя на режиме максимального крутящего момента, а на рис. 24 – те же графики на режиме максимальной частоты вращения холостого хода.

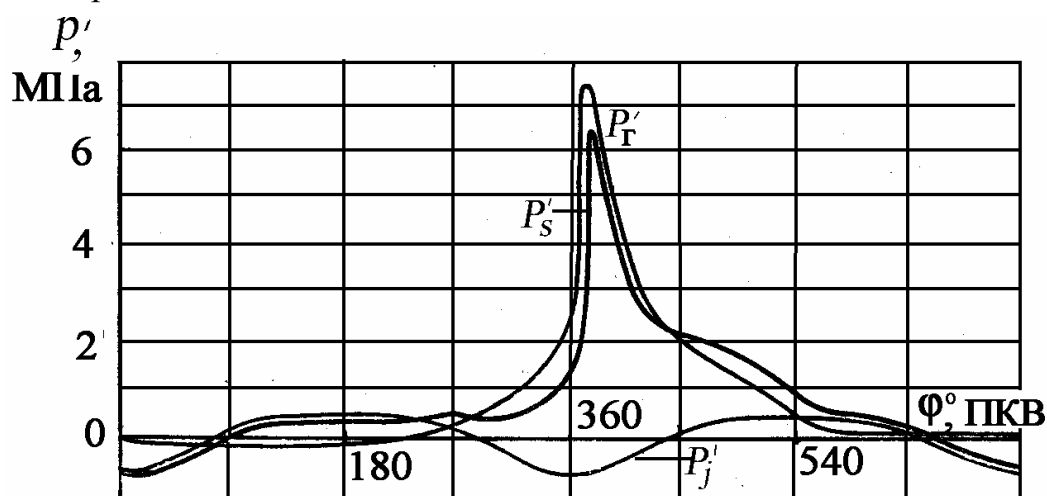
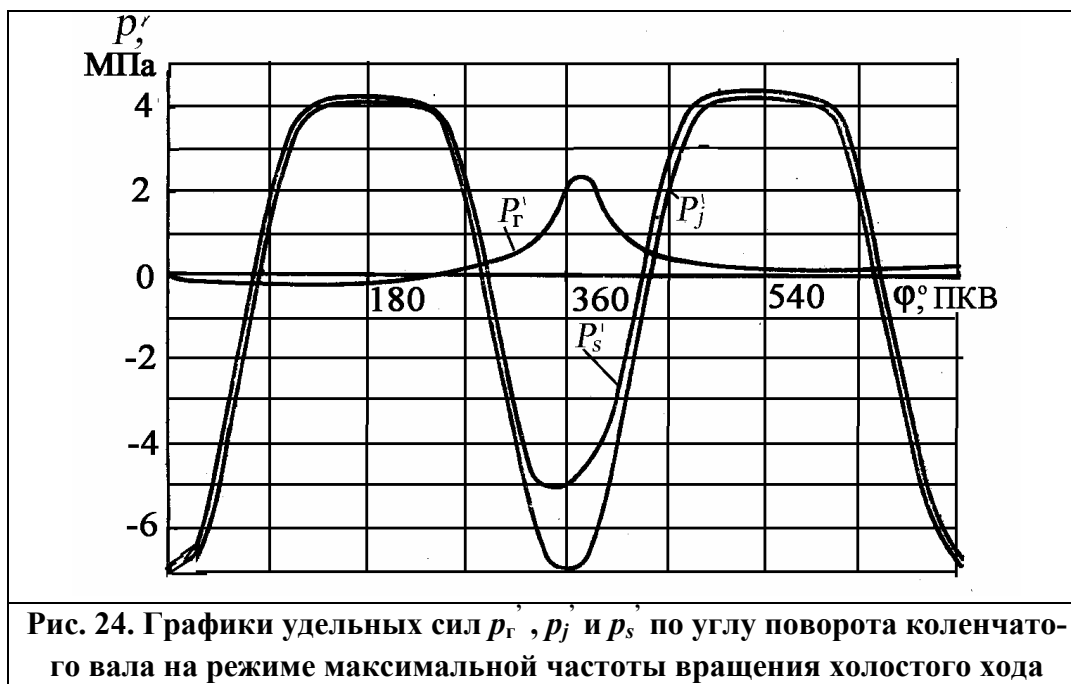


Рис. 23. Графики удельных сил  $p'_g$ ,  $p'_j$  и  $p'_s$  по углу поворота коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента



Таким образом, соотношение между силами  $P_r$  и  $P_j$  зависит от частоты вращения коленчатого вала. При максимальной частоте вращения холостого хода индикаторная мощность равна мощности трения ( $N_i = N_{тр}$ ) и силы инерции больше газовых сил.

### Вопросы для самопроверки

1. Почему при расчетах необходима развернутая индикаторная диаграмма?
2. Почему строят графики не самих сил, а их отношения к площади поршня?
3. Почему газовые силы на режиме максимального крутящего момента превышают газовые силы на режиме максимальной частоты вращения холостого хода?
4. На каком режиме необходимо находить нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма?

## 2.5. СУММАРНЫЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

Суммарная сила  $P_s$ , действующая вдоль оси цилиндра (рис. 25), 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. 25:

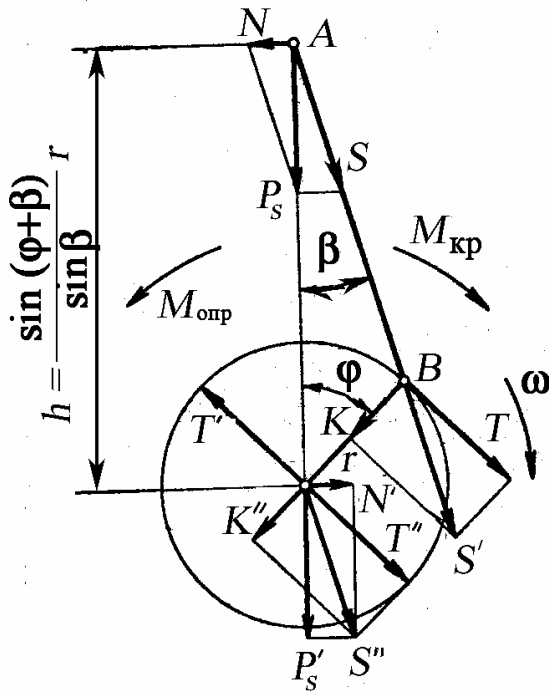


Рис. 25. Суммарные силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме

$$N = P_s \operatorname{tg} \beta; \quad (34)$$

$$S = \frac{P_s}{\cos \beta}. \quad (35)$$

Силу  $S$ , перенесенную вдоль продольной оси шатуна в центр шатунной шейки кривошипа, обозначим  $S'$  и разложив ее на две составляющие:

нормальную силу  $K$ , направленную по радиусу кривошипа

$$K = S' \cos(\varphi + \beta) = P_s \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \quad (36)$$

и тангенциальную силу  $T$  (перпендикулярно к ней и касательную к окружности радиуса кривошипа)

$$T = S' \sin(\varphi + \beta) = P_s \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (37)$$

Сила  $N$  прижимает поршень к стенке цилиндра; сила  $S$  сжимает или растягивает шатун и передается кривошипу; сила  $K$  сжимает или растягивает кривошип, передается подшипникам кривошипа; сила  $T$  – единственная сила, создающая на валу двигателя крутящий момент.

Нормальную силу перенесем по линии действия в центр коренной шейки коленчатого вала  $O$  и обозначим через  $K'$ . Одновременно в точке  $O$  приложим две взаимно противоположные силы  $T'$  и  $T''$ , равные и параллельные тангенциальной силе. Силы  $T$  и  $T'$  образуют пару с моментом  $M_{кр}$ , называемым *крутящим моментом*, величина которого от одного цилиндра двигателя равна

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

Заменяв  $\operatorname{tg}\beta$  на  $\sin\beta = \lambda\sin\varphi$  (что можно сделать с небольшой погрешностью для малых значений угла  $\beta$ ) имеем

$$M_{\text{кр}} \approx \operatorname{Tr}(\sin\varphi + \lambda\sin\varphi\cos\varphi) = \operatorname{Tr}(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi). \quad (38)$$

Значения тригонометрических функций  $\operatorname{tg}\beta$ ,  $\frac{1}{\cos\beta}$ ,  $\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$  и  $\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$

для различных значений  $\varphi$  и  $\lambda$  приведены в табл. 4...7.

Силы  $K'$  и  $T''$  можно сложить, а их результирующая  $S''$ , равная силе  $S$ , действующая по продольной оси шатуна, нагружает коренные подшипники коленчатого вала.

Силу  $S''$ , в свою очередь, можно разложить на две составляющие: силу  $N'$ , действующей перпендикулярно оси цилиндра, и силу  $P'_s$ , действующей по оси цилиндра.

Таблица 4

Значение  $\operatorname{tg}\beta$  для различных значений  $\varphi$  и  $\lambda$

$\lambda$ $\varphi$ , град	Знак	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/ 4,2	Знак	$\lambda$ $\varphi$ , град
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	360
10	+	0,054	0,051	0,048	0,046	0,043	0,041	—	350
20	+	0,107	0,101	0,095	0,090	0,086	0,082	—	340
30	+	0,158	0,149	0,140	0,133	0,126	0,120	—	330
40	+	0,205	0,192	0,182	0,172	0,163	0,155	—	320
50	+	0,246	0,231	0,218	0,206	0,195	0,186	—	310
60	+	0,381	0,263	0,248	0,234	0,222	0,211	—	300
70	+	0,307	0,288	0,270	0,255	0,242	0,230	—	290
80	+	0,323	0,303	0,284	0,268	0,254	0,241	—	280
90	+	0,329	0,308	0,289	0,273	0,258	0,245	—	270
100	+	0,323	0,303	0,284	0,268	0,254	0,241	—	260
110	+	0,307	0,288	0,270	0,255	0,242	0,230	—	250
120	+	0,281	0,263	0,248	0,234	0,222	0,211	—	240
130	+	0,246	0,231	0,218	0,206	0,195	0,186	—	230
140	+	0,205	0,192	0,182	0,172	0,163	0,155	—	220
150	+	0,158	0,149	0,140	0,133	0,126	0,120	—	210
160	+	0,107	0,101	0,095	0,090	0,086	0,082	—	200
170	+	0,054	0,051	0,048	0,046	0,043	0,041	—	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	180

Таблица 5

Значение  $1/\cos\beta$  для различных значений  $\varphi$  и  $\lambda$ 

$\lambda$ $\varphi$ , град	Знак	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/ 4,2	Знак	$\lambda$ $\varphi$ , град
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	350
20	+	1,005	1,005	1,005	1,004	1,004	1,003	+	340
30	+	1,012	1,011	1,010	1,009	1,008	1,007	+	330
40	+	1,020	1,018	1,016	1,015	1,013	1,012	+	320
50	+	1,029	1,026	1,024	1,022	1,019	1,017	+	310
60	+	1,039	1,034	1,030	1,027	1,025	1,022	+	300
70	+	1,046	1,040	1,035	1,032	1,029	1,026	+	290
80	+	1,050	1,045	1,040	1,035	1,032	1,029	+	280
90	+	1,053	1,046	1,041	1,036	1,033	1,030	+	270
100	+	1,050	1,045	1,040	1,035	1,032	1,029	+	260
110	+	1,046	1,040	1,035	1,032	1,029	1,026	+	250
120	+	1,039	1,034	1,30	1,027	1,025	1,022	+	240
130	+	1,029	1,026	1,024	1,022	1,019	1,017	+	230
140	+	1,020	1,018	1,016	1,015	0,013	0,012	+	220
150	+	1,012	1,011	1,010	1,009	1,008	1,007	+	210
160	+	1,005	1,005	1,005	1,004	1,004	1,003	+	200
170	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	+	180

Таблица 6

Значение  $\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$  для различных значений  $\varphi$  и  $\lambda$ 

$\lambda$ $\varphi$ , град	Знак	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/ 4,2	Знак	$\lambda$ $\varphi$ , град
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	+	360
10	+	0,227	0,224	0,221	0,219	0,216	0,214	—	350
20	+	0,443	0,437	0,432	0,427	0,423	0,419	—	340
30	+	0,637	0,629	0,622	0,615	0,609	0,604	—	330
40	+	0,800	0,790	0,782	0,774	0,768	0,761	—	320
50	+	0,924	0,915	0,906	0,898	0,891	0,885	—	310
60	+	1,007	0,998	0,990	0,983	0,977	0,971	—	300
70	+	1,045	1,038	1,032	1,027	1,022	1,018	—	290
80	+	1,041	1,037	1,034	1,031	1,029	1,027	—	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	—	270
100	+	0,929	0,932	0,935	0,938	0,941	0,943	—	260
110	+	0,835	0,841	0,847	0,852	0,857	0,861	—	250
120	+	0,725	0,734	0,742	0,749	0,755	0,761	—	240
130	+	0,608	0,617	0,626	0,634	0,641	0,647	—	230
140	+	0,486	0,495	0,504	0,511	0,518	0,524	—	220
150	+	0,363	0,371	0,379	0,385	0,391	0,396	—	210
160	+	0,241	0,247	0,252	0,1290	0,261	0,265	—	200
170	+	0,120	0,123	0,126	,257	0,131	0,133	—	190
180		0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000		180

Сила  $N'$  вместе с силой  $N$  образует пару, момент которой  $M_{\text{опр}}$  равен

моменту  $M_{кр}$ , но противоположен ему по знаку, и называется *опрокидывающим моментом*. Действительно, как видно из рис. 25,

$$M_{опр} = -N'h = -P_s h \operatorname{tg} \beta. \quad (39)$$

Для треугольника  $OAB$ , используя теорему синусов получим:

$$\frac{h}{\sin[180^\circ - (\varphi + \beta)]} = \frac{r}{\sin \beta}.$$

Подставим значение  $h$  в формулу (39) окончательно получим

$$M_{опр} = -P_s \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta} r \operatorname{tg} \beta = -Tr = -M_{кр}.$$

Опрокидывающий момент всегда равен крутящему моменту.

Таблица 7

Значение  $\cos(\varphi + \beta)/\cos \beta$  для различных значений  $\varphi$  и  $\lambda$

$\lambda$ $\varphi$ , град	Знак	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/ 4,2	Знак	$\lambda$ $\varphi$ , град
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	0,975	0,976	0,976	0,977	0,977	0,978	+	350
20	+	0,903	0,905	0,907	0,909	0,910	0,912	+	340
30	+	0,787	0,792	0,796	0,800	0,803	0,806	+	330
40	+	0,634	0,642	0,649	0,656	0,661	0,667	+	320
50	+	0,454	0,466	0,476	0,485	0,493	0,501	+	310
60	+	0,257	0,272	0,285	0,297	0,307	0,317	+	300
70	+	0,053	0,072	0,088	0,102	0,115	0,126	+	290
80	–	0,145	0,124	0,106	0,091	0,076	0,064	–	280
90	–	0,329	0,308	0,289	0,273	0,258	0,245	–	270
100	–	0,492	0,472	0,454	0,438	0,424	0,411	–	260
110	–	0,631	0,612	0,596	0,582	0,569	0,558	–	250
120	–	0,743	0,728	0,715	0,703	0,692	0,682	–	240
130	–	0,832	0,820	0,810	0,800	0,792	0,785	–	230
140	–	0,898	0,890	0,883	0,876	0,871	0,865	–	220
150	–	0,945	0,940	0,936	0,932	0,929	0,926	–	210
160	–	0,976	0,974	0,972	0,971	0,969	0,968	–	200
170	–	0,994	0,994	0,993	0,993	0,992	0,992	–	190
180	–	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	–	180

Крутящий момент передается через трансмиссию ведущим колесам, а опрокидывающий момент через неподвижные части кривошипного механизма воспринимается опорами двигателя, на которых в каждое мгновение возникает равный реактивный момент.

возникает равный реактивный момент.

Другая составляющая сила  $P'_s = P'_r + P'_j$  равна силе  $P_s$ . Первое слагаемое  $P'_r$  уравнивается силой  $P''_r$ , приложенной к головке цилиндра (рис. 19), а второе слагаемое является свободной неуравновешенной силой  $P'_j$ , передающейся на опоры двигателя.

Зависимости (34 – (37) можно записать в другой форме, как функции угла поворота  $\varphi$  кривошипа, приняв для малых углов  $\beta$   $\operatorname{tg} \beta = \sin \beta = \lambda \sin \varphi$ :

$$N = P_s \lambda \sin \varphi; \quad (34a)$$

$$S = \frac{P_s}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} = \frac{P_s}{1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi}; \quad (35a)$$

$$K = P_s \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = P_s (\cos \varphi - \lambda \sin^2 \varphi); \quad (36a)$$

$$T = P_s (\sin \varphi + \cos \varphi \operatorname{tg} \beta) = P_s \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \quad (37a)$$

Таким образом, в кривошипно-шатунном механизме и его элементах действуют суммарные силы  $P_s$ ,  $N$ ,  $S$ ,  $T$ ,  $K$  и моменты  $M_{кр}$  и  $M_{опр}$ . Этим силам и моментам в зависимости от направления их действия придается знак  $+$  или  $-$ , как показано на схеме (рис. 26). Здесь положительное направление всех сил, действующих по оси цилиндра, принимается по направлению давления газов на поршень во время рабочего хода, т. е. от оси поршневого пальца к оси кривошипа. Для сил, передающихся на опоры двигателя, действие которых выходит за пределы двигателя как объекта, более удобным является положительное направление сил, действующих по оси цилиндра от оси кривошипа к оси

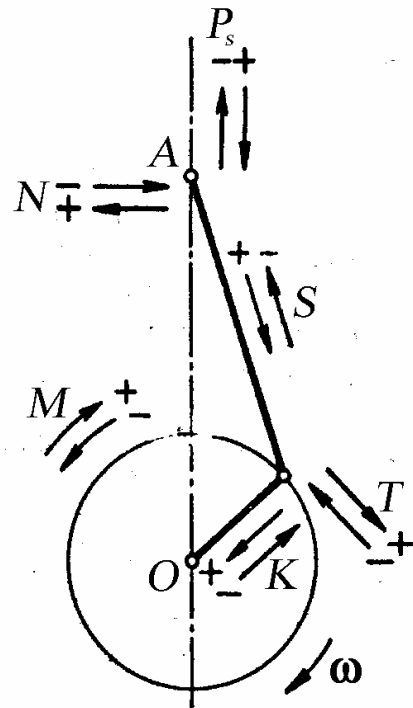


Рис. 26. Знаки сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

поршневого пальца, что и обычно делается при анализе уравновешенности двигателя.

Кроме указанных суммарных сил, на детали КШМ действуют также рассмотренные выше центробежные силы инерции вращающихся масс шатуна и кривошипа.

Определив силы  $N$ ,  $S$ ,  $K$  и  $T$  для различных значений угла  $\varphi$ , можно построить графики зависимости их от угла поворота вала. На рис. 27 и 28 приведены графики удельных сил  $N_{уд} = N/F_{п}$ ,  $S_{уд} = S/F_{п}$ ,  $K_{уд} = K/F_{п}$  и  $T_{уд} = T/F_{п}$ . График тангенциальной силы  $T = T_{уд}F$  одновременно являет-

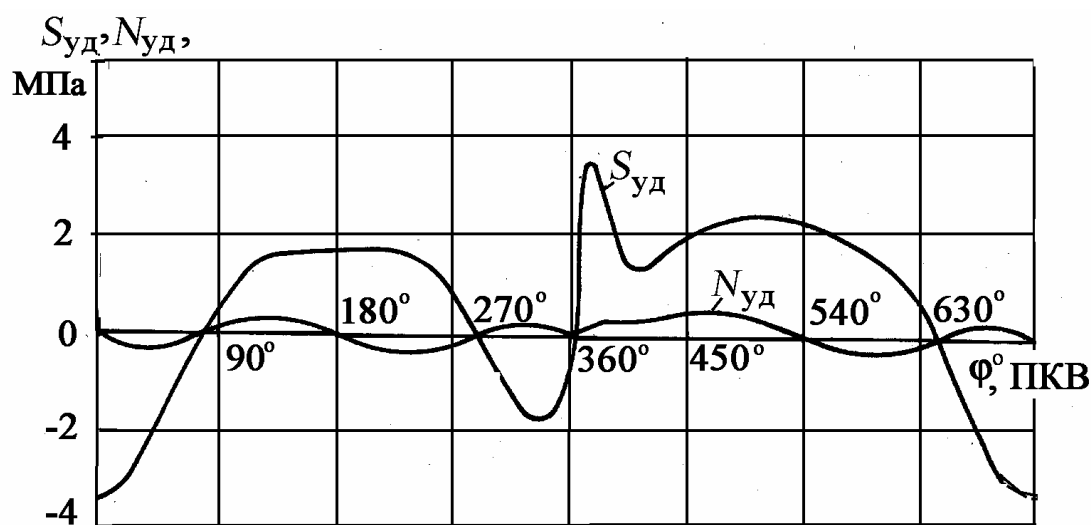


Рис. 27. Графики удельных сил  $N_{уд}$  и  $S_{уд}$  ( $N$  и  $S$ , деленные на площадь поршня  $F_{п}$ ) в зависимости от угла поворота коленчатого вала

ся графиком крутящего момента  $M_{кр}$  от одного цилиндра, отличаясь от него лишь масштабом<sup>1</sup>, так как  $M_{кр} = Tr$ .

В многоцилиндровых двигателях характер действия сил и моментов зависит при прочих равных условиях от числа и расположения цилиндров и кривошипной схемы (расположения колен) коленчатого вала двигателя. В зависимости от тактности двигателя для каждого числа и расположения цилиндров существует один или несколько наивыгоднейших порядков работы и одна или несколько наивыгоднейших кривошипных схем коленчатого вала.

<sup>1</sup> Масштабом называется отношение величины действительной размерности к длине отрезка, которым эта величина изображена на чертеже.

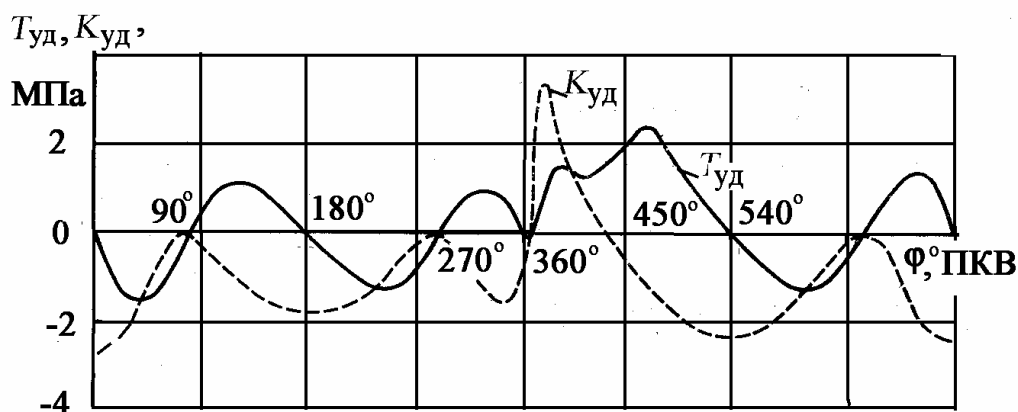


Рис. 28. Графики сил  $K_{уд}$  и  $T_{уд}$  ( $K$  и  $T$  деленные на площадь поршня  $F_{п}$ ) в зависимости от угла поворота коленчатого вала

При выборе порядка работы цилиндров и кривошипной схемы коленчатого вала многоцилиндровых двигателей стремятся обеспечить:

- равномерное чередование вспышек, необходимое для достижения равномерной работы двигателя;
- равномерное распределение рабочей смеси (воздуха) по цилиндрам;
- возможно лучшее уравнивание двигателя, необходимое для уменьшения вибраций;
- возможно большее расстояние между последовательно работающими цилиндрами, что необходимо для уменьшения нагрузок на подшипники коленчатого вала;
- установить наименьшие амплитуды крутильных колебаний коленчатого вала для снижения напряжений кручения в его сечениях.

При выборе кривошипной схемы коленчатого вала следует, кроме того, иметь в виду, что равномерное чередование вспышек в однорядных двигателях с числом цилиндров  $i_{ц}$  обеспечивается для четырехтактных двигателей при условии  $720^\circ/i_{ц} = \delta$  и для двухтактных –  $360^\circ/i_{ц} = \delta$ ,  $\delta$  – угол между коленами вала.

В V-образных двигателях равномерное чередование вспышек зависит как от кривошипной схемы коленчатого вала, так и от угла развала между цилиндрами  $\gamma$ , которые устанавливают в каждом отдельном случае с учетом тактности двигателя, необходимой уравновешенности и конструктивных соображений.

### Вопросы для самопроверки

1. Чем определяется величина боковой силы  $N$  и какое отрицательное

- влияние ее на работу кривошипно-шатунного механизма?
2. От чего зависит величина силы  $S$ , действующей вдоль шатуна?
  3. Влияет ли на величину силы  $T$  силы инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
  4. От чего зависит величина крутящего момента  $M_{кр}$ ?
  5. Как возникает опрокидывающий момент  $M_{опр}$  и можно ли его уравновесить?
  6. Как определяются знаки сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме?

## 2.6. УСИЛИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ КРИВОШИПА И ШАТУННЫЙ ПОДШИПНИК

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

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

$$\bar{R}_{ш.ш.} = \bar{K} + \bar{T} + \bar{K}_{rш} = \bar{S} + \bar{K}_{rш}; \quad R_{ш.ш.} = \sqrt{S^2 + K_{rш}^2}. \quad (40)$$

Так как  $\bar{K} + \bar{T} = \bar{S}$ , то уравнение (40) можно записать в виде

$$\bar{R}_{ш.ш.} = \bar{S} + \bar{K}_{rш}; \quad R_{ш.ш.} = \sqrt{S^2 + K_{rш}^2}. \quad (41)$$

Геометрическое место конца вектора силы  $R_{ш.ш.}$  для различных значений угла  $\varphi$  представляет полярную диаграмму этой силы, 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  $\omega$ . В этом случае силы  $K$  и  $K_{rш}$  всегда направлены вертикально, а  $T$  – горизонтально [5-6].

Выберем в системе прямоугольных координат вертикальную ось  $K$  с положительным направлением сверху вниз (в направлении  $+K$ ), горизонтальную –  $T$  с положительным направлением слева направо. Положительное направление осей выбрано нами в соответствии с принятыми нами по-

ложительными 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  $\varphi$  и, получая, таким образом, соответствующие точки конца вектора  $S$ .

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  $O$  (рис. 29).

Для получения полярной диаграммы результирующей силы  $R_{ш.ш.}$  достаточно в полученной полярной диаграмме силы  $S$  полюс  $O$  переместить по вертикали на величину вектора  $K_{rш}$  в точку  $O_{ш.ш.}$ , что равносильно геометрическому сложению по формуле (41), так как сила  $K_{rш}$  при принятом нами допущении, что  $\omega = \text{const}$ , постоянна и всегда направлена по радиусу кривошипа. Мы тем самым превратим построенную полярную диаграмму сил  $S$  в полярную диаграмму нагрузок на шатунную шейку (сил  $R_{ш.ш.}$ ) с полюсом в точке  $O_{ш.ш.}$ . Такая диаграмма и ее развёртка для четырехтактного бензинового двигателя показана на рис. 30.

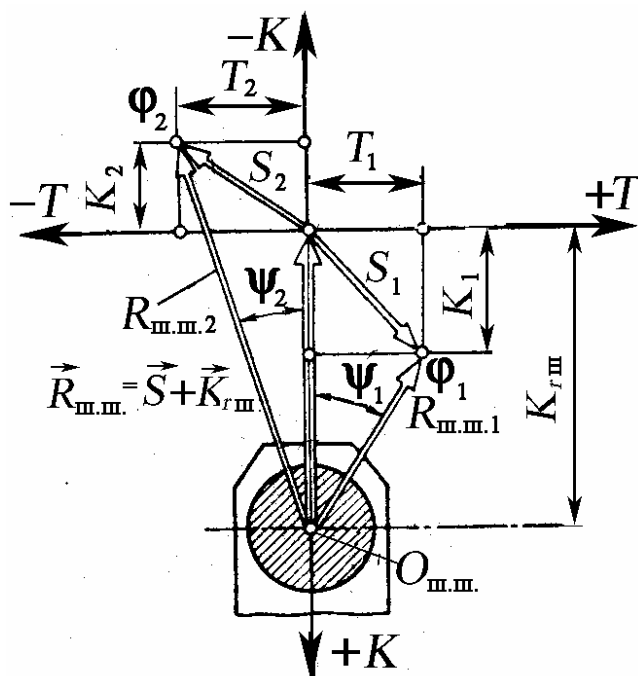


Рис. 29. Схема построения полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку

Проекция на вертикаль любого вектора полярной диаграммы в соответствующем масштабе представляет численное значение силы  $K_{ш.ш.} = K + K_{rш}$ , действующей на шатунную шейку и направленной по радиусу кривошипа, а проекция на горизонталь определяет величину тангенциальной силы  $T$ .

Угол  $\psi$  между вектором  $R_{ш.ш.}$  полярной диаграммы и плоскостью колена (кривошипа) (рис. 29) определяется по формуле

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{T}{K + K_{r\text{ш}}}.$$

Полярную диаграмму можно перестроить в прямоугольные координаты  $R_{\text{ш.ш.}} - \varphi$  (по углу поворота коленчатого вала) (рис. 29), что позволяет определить среднее значение результирующей силы  $(R_{\text{ш.ш.}})_{\text{ср}}$  и, следовательно, среднюю и максимальную удельные нагрузки на шейку (отнесенные к площади ее диаметрального сечения):

$$q_{\text{ср}} = \frac{(R_{\text{ш.ш.}})_{\text{ср}}}{d_{\text{ш.ш.}} l_{\text{ш.ш.}}}; \quad q_{\text{max}} = \frac{(R_{\text{ш.ш.}})_{\text{max}}}{d_{\text{ш.ш.}} l_{\text{ш.ш.}}}.$$

Полярная диаграмма результирующей силы, действующей на шатунную шейку, позволяет определить величину и направление силы  $R_{\text{ш.ш.}}$ , а также найти точку приложения этой силы на поверхности шейки, что необходимо знать для выбора места на шатунной шейке для сверления канала подвода смазки.

Полярную диаграмму сил  $R_{\text{ш.ш.}}$  используют также для построения условной диаграммы износа шатунной шейки, дающей представление о характере износа и позволяющей определить наименее нагруженные участки шейки. При построении диаграммы износа принимаются допущения, что износ пропорционален только усилиям<sup>2</sup>, действующим на шейку, и распространяется от точки приложения силы по окружности в обе стороны на одинаковый угол (например, 60°).

Условная диаграмма износа строится следующим образом (рис. 31). Вычерчивается окружность, изображающая поперечное сечение шатунной шейки, и к ней прикладывают поочередно векторы сил  $R_{\text{ш.ш.}}$  переносимые с полярной диаграммы в сектор  $A'O_{\text{ш}}B'$ , образуемый предельными касательными  $AA'$  и  $BB'$  к полярной диаграмме, проведенными через полюс  $O_{\text{ш.}}$ . Эти касательные определяют на окружности сечения шейки условные границы точек приложения всех сил  $R_{\text{ш.ш.}}$ . 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  $R_{\text{ш.ш.}}$ . Постепенно наращиваемая суммарная для всех сил  $R_{\text{ш.ш.}}$  площадь этих полос в итоге представит поле износа шатунной шейки, а внутренняя огибающая кривая этого поля – условную диаграмму износа шейки.

<sup>2</sup> В действительности на износ влияет также условия смазывания, тип смазки, условия нагружения и др.

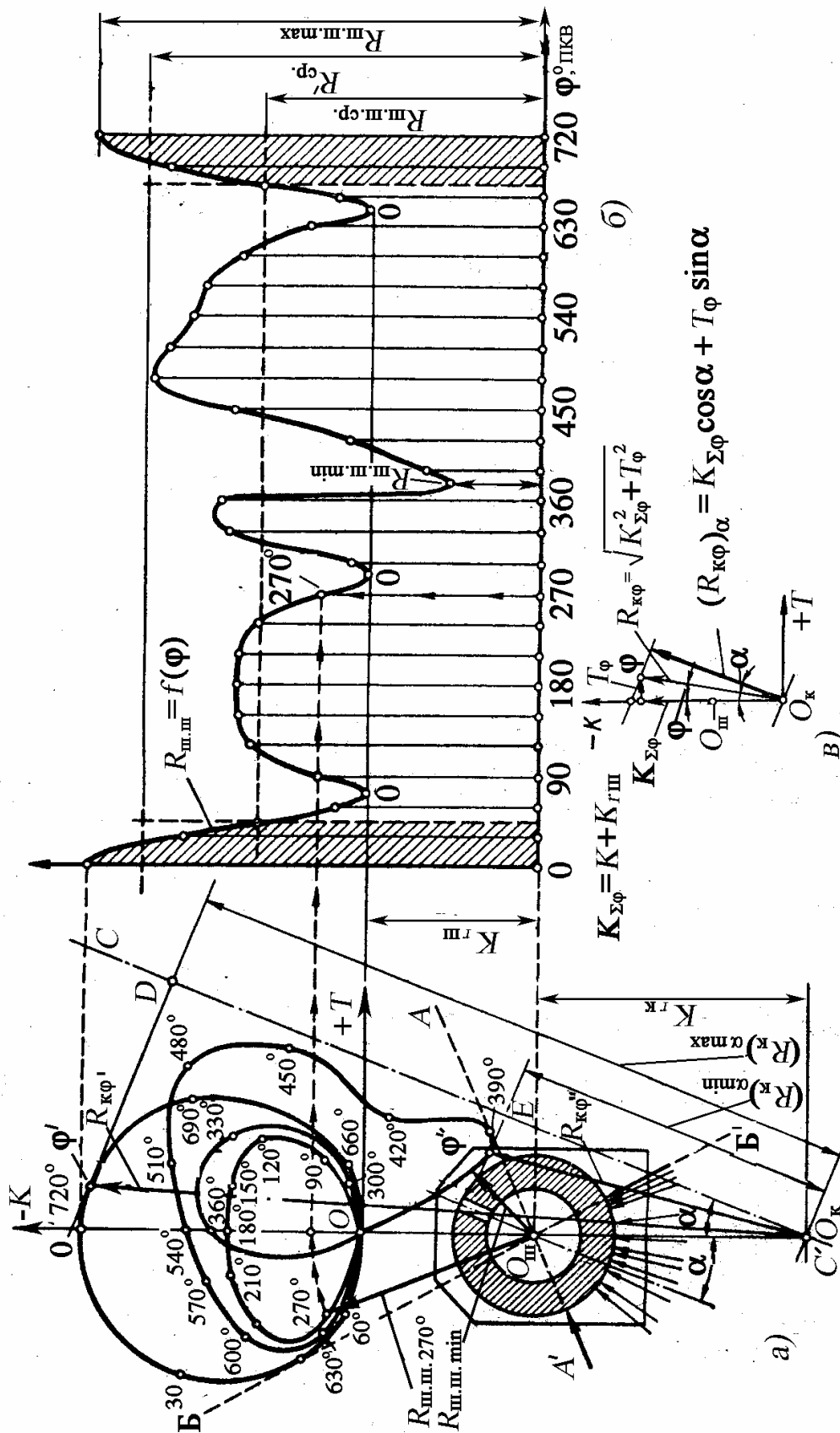
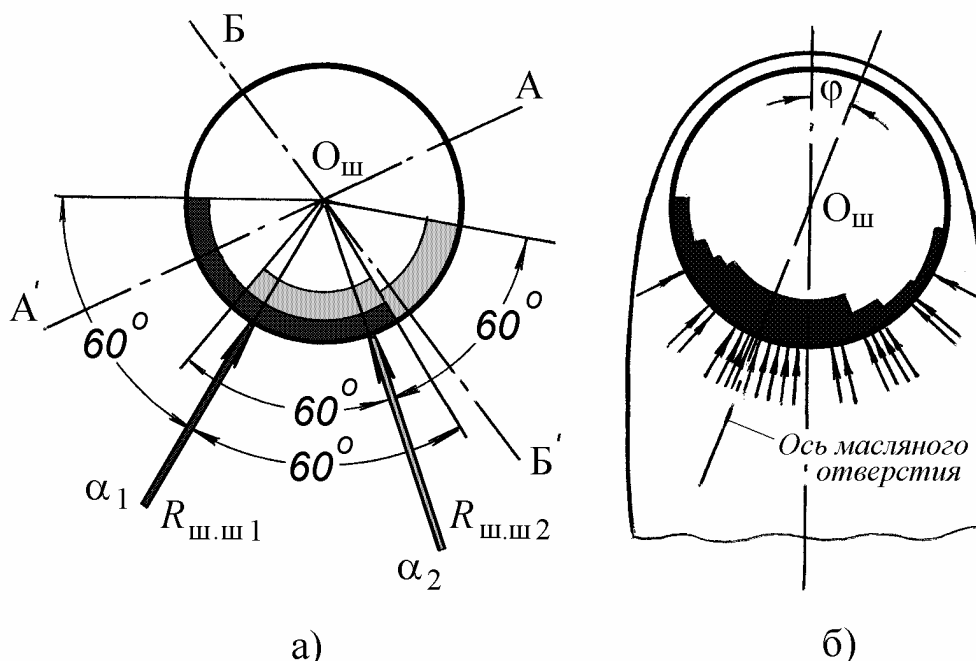


Рис.30. Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку, перестроение ее в прямоугольные координаты и определение сил, изгибающих шейку

На рис. 31 изображена такая диаграмма, построенная в соответствии с рис. 30.

Условная диаграмма износа может быть построена также по точкам [4]. Для этого окружность, представляющую собой шатунную шейку коленчатого вала, делят шестью (или девятью) диаметрными лучами на равные 12 (или 18) частей (рис. 32). Вокруг шейки наносят направление векторов  $R_{ш.ш.}$ .



**Рис. 31. Диаграмма износа шатунной шейки:**  
а - схема построения, б - диаграмма износа

В таблицу распределения векторов по лучам в графу каждого луча вписывают величины векторов  $R_{ш.ш.}$ , находящихся в пределах сектора, ограниченного линиями под углом  $60^\circ$  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. Концы отрезков соединяют плавной кривой, характеризующей условный износ шейки. Диаграмм износа показывает на шейке место наименьших давлений на нее, а, значит, там должно находиться отверстие для подвода масла к шатунному подшипнику.

Пользуясь полярной диаграммой нагрузок, действующих на шатунную шейку, можно найти результирующую силу  $R_K$ , действующую на колено вала и вызывающую изгиб шатунной шейки. Для этого (рис. 30) по вертикали от полюса  $O_ш$  вниз откладывают величину центробежной силы

$K_{rK} = m_K r \omega^2$  и находят новый полюс  $O_K$ , при этом диаграмма превращается в полярную диаграмму результирующей силы  $R_K$ , действующей на колено:

$$\bar{R}_K = \bar{R}_{\text{ш.ш.}} + \bar{K}_{rK}; \quad R_K = \sqrt{(K + K_{r\text{ш}} + K_{rK})^2 + T^2} = \sqrt{K_{\Sigma}^2 + T^2}. \quad (42)$$

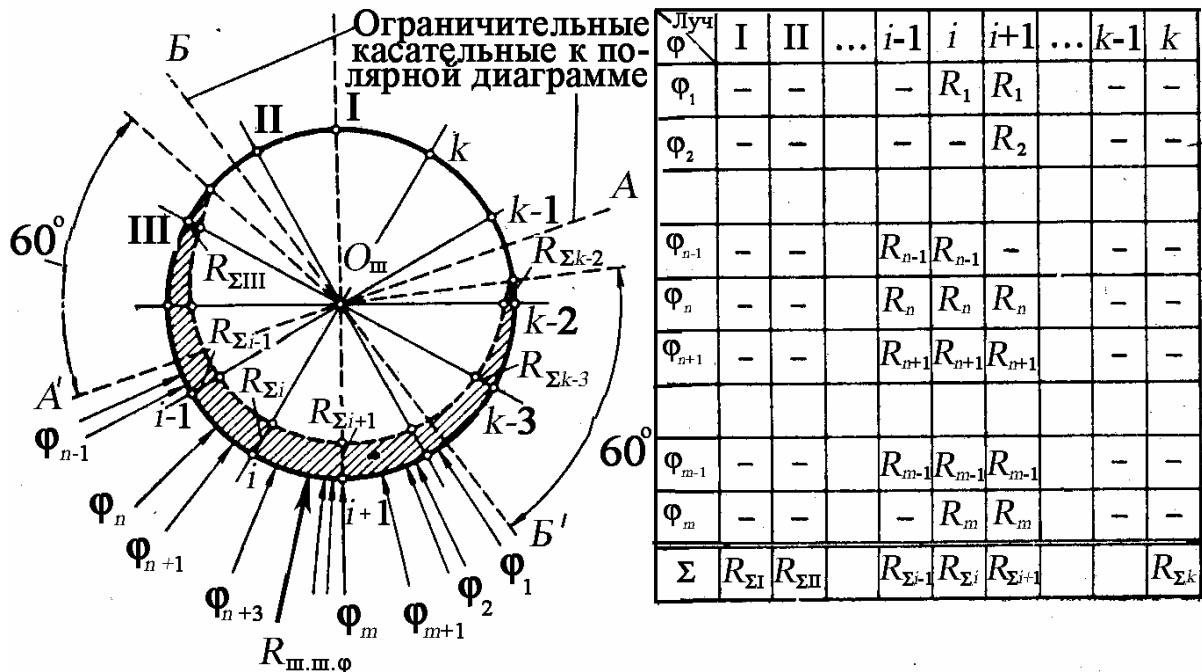


Рис. 32. Построение диаграммы износа шатунной шейки по точкам

Значение  $K_{\Sigma} = K + K_{r\text{ш}} + K_{rK}$  определяется с учетом знака усилия  $K$ , так как силы  $K_{r\text{ш}}$  и  $K_{rK}$  всегда направлены от оси вращения коленчатого вала и, в связи с принятыми правилами знаков, отрицательны.

Через полюс  $O_K$  проводим линию  $CC'$  под углом  $\alpha$ , т. е. параллельно диаметру шейки, проходящему через масляное отверстие на шейке. Два перпендикуляра к линии  $CC'$ , касательные к крайним точкам  $\phi'$  и  $\phi''$  полярной диаграммы, отсекают отрезки  $\bar{O}_K \bar{D}$  и  $\bar{O}_K \bar{E}$ . Эти отрезки соответственно для углов  $\phi'$  и  $\phi''$  поворота вала равны в масштабе сил экстремальным значениям проекции результирующей силы  $R_K$  на линию  $CC'$ :

$$\bar{O}_K \bar{D} = (K_{\Sigma})_{\phi'} \cos \alpha_M + T_{\phi'} \sin \alpha_M = (R_K)_{\alpha_M \max};$$

$$\bar{O}_K \bar{E} = (K_{\Sigma})_{\phi''} \cos \alpha_M + T_{\phi''} \sin \alpha_M = (R_K)_{\alpha_M \min}.$$

В эти уравнения значения  $(K_{\Sigma})_{\phi}$  и  $T_{\phi}$  подставляют с учетом их знака (рис. 30).

Тогда моменты, изгибающие шатунную шейку вала в плоскости расположения масляного отверстия:

$$(M_{\text{изг}})_{\alpha_{\text{м}} \text{ max}} = (R_{\text{к}})_{\alpha_{\text{м}} \text{ max}} \frac{l}{4};$$

$$(M_{\text{изг}})_{\alpha_{\text{м}} \text{ min}} = (R_{\text{к}})_{\alpha_{\text{м}} \text{ min}} \frac{l}{4},$$

где  $l$  – пролет между серединами коренных шеек симметричного колена.

Силы, действующие на шатунный подшипник, для каждого значения угла поворота кривошипа  $\varphi$  по величине равны силам, действующим на шатунную шейку, но противоположны по направлению. Следовательно, результирующая сила, действующая на шатунный подшипник, будет равна и противоположно направлена соответствующей результирующей силе  $R_{\text{ш.ш.}}$ , действующей на шатунную шейку. Поэтому полярную диаграмму сил  $R_{\text{ш.ш.}}$ , приложенных к шатунной шейке, можно перестроить в полярную диаграмму нагрузки на шатунный подшипник. Для этого каждый вектор полярной диаграммы сил на шатунную шейку должен быть повернут вокруг полюса на соответствующий ему угол  $[180^\circ + (\varphi + \beta)]$  в сторону вращения вала.

Все векторы после поворота будут ориентированы относительно продольной оси неподвижного шатуна (а не кривошипа, как в диаграмме сил  $R_{\text{ш.ш.}}$ ). Угол  $(\varphi + \beta)$  – есть угол смещения продольной оси шатуна относительно продольной оси кривошипа и является углом переориентации полярной диаграммы на новое направление (на направление продольной оси шатуна).

Плавная кривая линия, соединяющая последовательно концы повернутых векторов, представляет собой полярную диаграмму нагрузки на шатунный подшипник, ориентированную относительно продольной оси шатуна.

В двухрядных двигателях на шатунную шейку вала передаются уси-

лия от двух шатунов. Поэтому для построения полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку необходимо для каждого значения угла  $\alpha$  произвести геометрическое сложение четырех одновременно действующих на шейку сил (слева и с права) –  $T_{\text{л}}, K_{\text{л}}, T_{\text{п}}, K_{\text{п}}$  (величиной смещения шатунов вдоль оси шатунной шейки пренебрегают).

### Вопросы для самопроверки

1. В каких координатах строят полярную диаграмму нагрузок на шатунную шейку?
2. Почему возникает необходимость смещения в полярной диаграмме нагрузок на шатунную шейку в координатах  $T - K$  смещать начало координат на величину  $m_2 r \omega^2 / F_{\text{п}}$ ?
3. Почему диаграмму износа шатунной шейки называют условной?
4. Как определяют среднюю удельную нагрузку на подшипник скольжения шатунной шейки?
5. Как определяется направление оси масляного отверстия для шатунной шейки?
6. Можно ли определить результирующую силу, действующую на колено вала и вызывающую изгиб шатунной шейки, по данным полярной диаграммы?
7. Чем отличаются полярные диаграммы нагрузок на шатунные шейки бензинового двигателя и дизеля?
8. Для каких режимов работы необходимо строить полярную диаграмму нагрузок на шатунную шейку?
9. Чем отличаются полярные диаграммы нагрузок на шатунную шейку на режимах максимального крутящего момента и максимальной частоты вращения холостого хода?

## 2.7. УСИЛИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОРЕННУЮ ШЕЙКУ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА И КОРЕННОЙ ПОДШИПНИК

Силы, действующие на коренную шейку коленчатого вала, определяются силами, которые действуют на примыкающие к ней кривошипы. На каждый кривошип вала действуют силы, приложенные к шатунной шейке

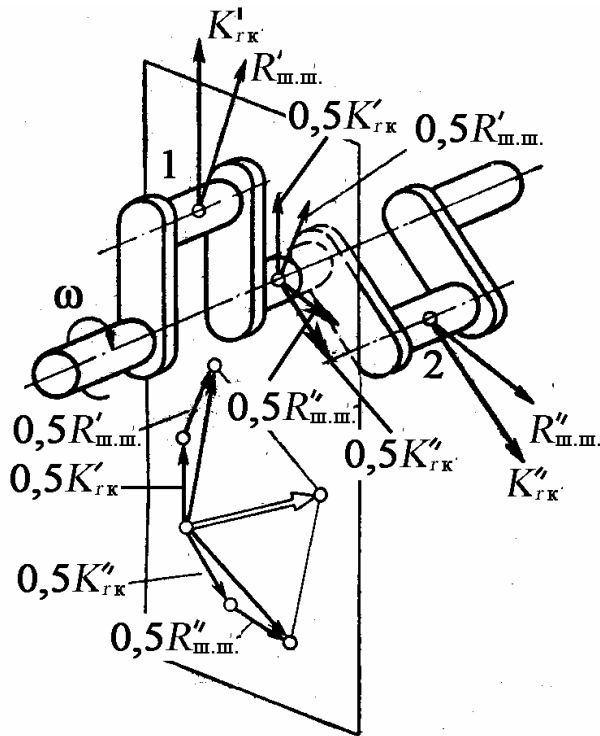


Рис.33. Результирующая сила воздействия коренной шейки на опору бежной силы  $K_{гк}$ . Следовательно,

( $\bar{T}, \bar{K}' = \bar{K} + \bar{K}_{гк}$ , а также сила инерции приведенных к радиусу  $r$  неуравновешенных масс кривошипа  $m_k = m_{ш.ш.} + 2(m_{ш.ш.})_r$  —  $K_{гк} = -m_k r \omega^2$ .

Результирующую силу  $R_{к.ш.}$  воздействия коренной шейки вала на коренной подшипник, можно найти графическим сложением сил, передающим от двух смежных колен (рис. 33). От каждого колена передается (для симметричного кривошипа) половина усилия  $R_{ш.ш.}$ , действующего на шатунную шейку, и половина центро-

$$\bar{R}_{к.ш.} = 0,5\bar{R}'_{ш.ш.} + 0,5\bar{K}'_{гк} + 0,5\bar{R}''_{ш.ш.} + 0,5\bar{K}''_{гк} = 0,5(\bar{R}'_к + \bar{R}''_к) \quad (43)$$

Графическое построение полярной диаграммы сил  $R_{к.ш.}$  воздействия коренной шейки вала на коренной подшипник может быть осуществлено с использованием для этого двух полярных диаграмм нагрузки на шатунную шейку. Такое построение обычно приводится в учебниках. Ввиду громоздкости такого построения покажем другую методику построения полярной диаграммы нагрузок на коренную шейку. Для этого определим реакции на коренной шейке коленчатого вала отдельно от всех сил, действующих на двух рядом расположенных кривошипах.

### 2.7.1.ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КОРЕННЫЕ ШЕЙКИ

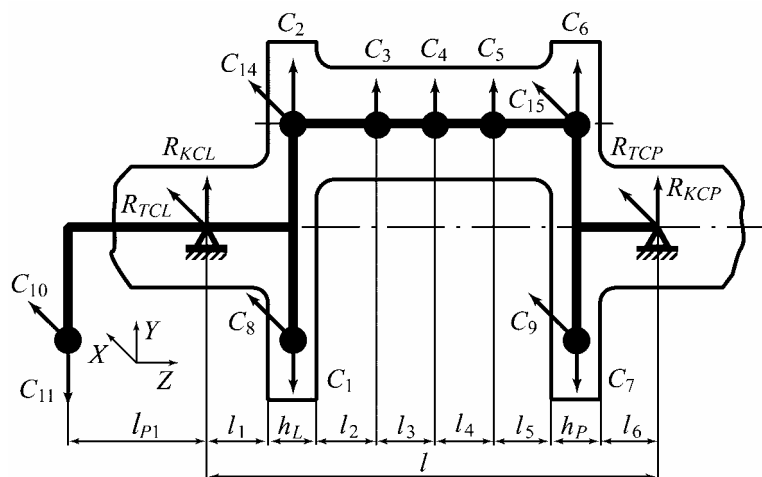
При расчетах каждого кривошипа выбирается следующая система координат: начало координат располагается в левом сечении на оси коренной шейки КВ, ось  $x$  направлена влево перпендикулярно плоскости первого кривошипа (если смотреть с носка, когда поршень первого кривошипа находится в ВМТ), ось  $y$  – вверх (расположена в плоскости первого кривошипа, когда поршень находится в ВМТ), а  $z$  – вдоль оси вала [7-10].

Для определения реакций по оси  $y$  от центробежных сил и по оси  $x$  необходимо каждое колено рассматривать в положении верхней мертвой точки такта впуска. Для крайних колен учитывается также влияние внешних противовесов (установленных не на продолжении щек коленчатого вала), если они имеются, например, для уравнивания сил инерции первого порядка или их моментов. Таким образом, возможны три варианта расчетных схем: для первого колена, промежуточного и последнего.

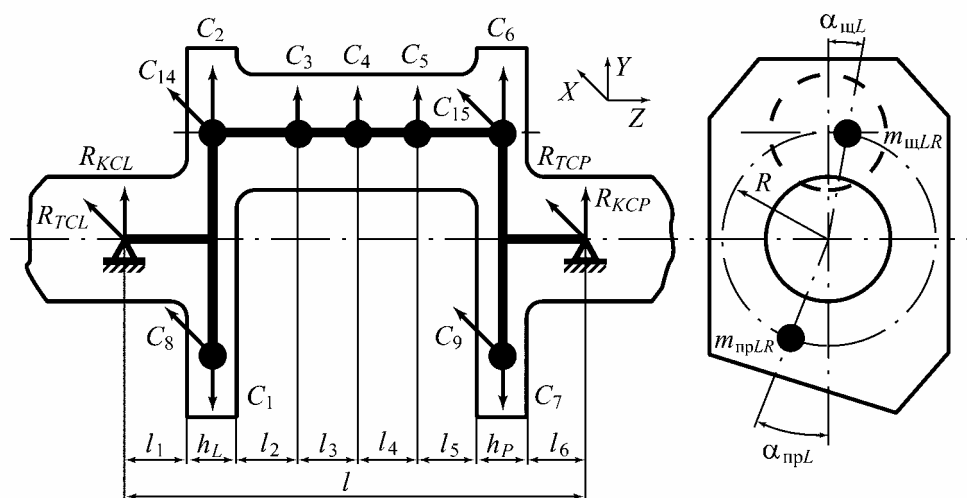
Все обозначения, координатные оси, размерная цепь колена, а также положительные направления центробежных сил и реакций показаны на рис. 34.

Принимаем следующие обозначения сил и размерных цепей, указанных на рис. 34:  $C_1 = m_{\text{пр}LR} r \omega^2 \cos \alpha_{\text{пр}L}$  – составляющая центробежной силы инерции левого противовеса, направленная по оси  $y$ ;  $m_{\text{пр}LR}$  – приведенная масса его;  $\alpha_{\text{пр}L}$  – угол между направлением центробежной силы и осью  $y$ ;  $C_2 = m_{\text{щ}LR} r \omega^2 \cos \alpha_{\text{щ}L}$  – составляющая центробежной сила левой щеки, направленная вдоль оси  $y$ ;  $m_{\text{щ}LR}$  – приведенная масса левой щеки;  $\alpha_{\text{щ}L}$  – угол между направлением центробежной силы приведенной массы щеки и осью  $y$ ;  $C_3 = m_{2L} r \omega^2$  – центробежная сила инерции массы левого шатуна, отнесенной к кривошипу;  $m_{2L}$  – часть массы левого шатуна, отнесенного к оси шатунной шейки;  $C_4 = m_{\text{ш.ш.}} r \omega^2$  – центробежная сила инерции массы шатунной шейки;  $m_{\text{ш.ш.}}$  – масса шатунной шейки;  $C_5 = m_{2P} r \omega^2$  – центробежная сила инерции массы правого шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки (для рядных двигателей  $C_5 = 0$ );  $m_{2P}$  – часть массы правого шатуна, от-

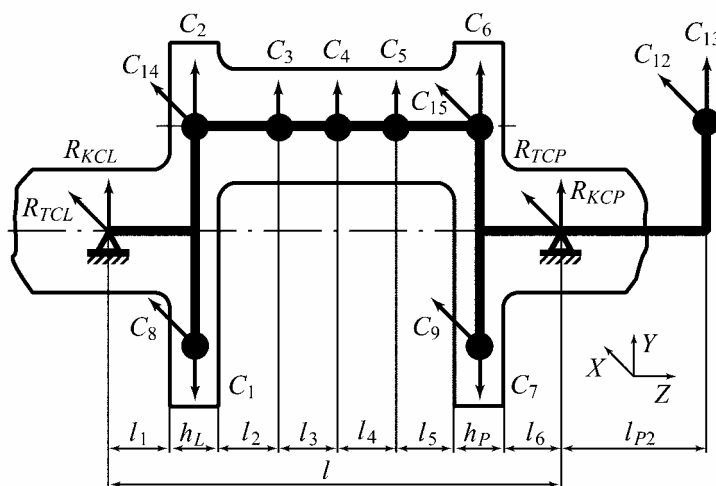
несенного к оси шатунной шейки;  $C_6 = m_{щPr} r \omega^2 \cos \alpha_{щP}$  – составляющая по оси  $y$  центробежной сила правой щеки;  $m_{щPr}$  – приведенная масса левой щеки;  $\alpha_{щP}$  – угол между направлением центробежной силы массы щеки и осью  $y$ ;  $C_7 = m_{прPr} r \omega^2 \cos \alpha_{прP}$  – составляющая центробежной силы массы правого противовеса, направленная по оси  $y$ ;  $m_{прPr}$  – приведенная масса его;  $\alpha_{прP}$  – угол между направлением центробежной силы и осью  $y$ ;  $C_8 = m_{прL} r \omega^2 \sin \alpha_{прL}$  – составляющая центробежной силы массы левого противовеса, направленная по оси  $x$ ;  $C_9 = m_{прPr} r \omega^2 \sin \alpha_{прP}$  – составляющая центробежной силы массы правого противовеса, направленная по оси  $x$ ;  $C_{10} = C_{12} = m_{впр} r \omega^2 \sin \alpha_{впр}$  – составляющие центробежных сил масс внешних противовесов, направленные по оси  $x$ ;  $m_{впр}$  – массы внешних противовесов;  $\alpha_{впр}$  – угол между направлением центробежной силы и осью  $y$ ;  $C_{11} = C_{13} = m_{впр} r \omega^2 \cos \alpha_{впр}$  – составляющие центробежных сил внешних противовесов, направленные по оси  $y$ ;  $C_{14} = m_{щLr} r \omega^2 \sin \alpha_{щL}$  – составляющая центробежной сила левой щеки, направленная вдоль оси  $x$ ;  $C_{15} = m_{щPr} r \omega^2 \sin \alpha_{щP}$  – составляющая по оси  $x$  центробежной сила правой щеки;  $l_{P1}$  – расстояние от точки приложения массы внешнего противовеса (неуравновешенной массы на носке коленчатого вала) до середины левой коренной шейки;  $l_1$  – расстояние от середины левой коренной шейки (для всех трех расчетных схем, см. рис. 34) до левой щеки;  $h_L$  – толщина левой щеки;  $l_2, l_5$  – расстояние от левой, правой щеки до осевой линии левого, правого шатуна, соответственно;  $l_3, l_4$  – расстояние от осевой линии левого, правого шатуна до середины шатунной шейки, соответственно (для рядного двигателя  $l_3 = l_4 = 0$ );  $h_P$  – толщина правой щеки;  $l_6$  – расстояние от правой щеки до середины правой коренной шейки (рис. 4.4);  $l = l_1 + h_L + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + h_P + l_6$ ;  $l_{P2}$  – расстояние от середины последней коренной шейки до точки приложения центробежной силы внешнего противовеса (например, до середины маховика, если неуравновешенная масса расположена на маховике).



а)



б)



в)

Рис. 34. Расчетные схемы для определения реакций от центробежных сил инерции: а – для первого кривошипа; б – для промежуточных кривошипов; в – для последнего кривошипа

Составляя уравнение моментов всех действующих сил относительно левой опоры, находят реакции на правой опоре  $R_{KCP}$  и  $R_{TCP}$  (индекс  $P$ ) только от центробежных сил неуравновешенных масс кривошипа (без учета центробежных сил инерции внешних противовесов):

- в плоскости кривошипа (по оси  $y$ )

$$R_{KCP} = \frac{(C_1 - C_2)(l_1 + h_L / 2) - C_3(l_1 + l_2 + h_L) - C_4(l_1 + l_2 + l_3 + h_L)}{l} + \frac{-C_5(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + h_L) - (C_6 - C_7)(l_1 + h_L + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + h_P / 2)}{l}; \quad (44)$$

- перпендикулярно плоскости кривошипа (по оси  $x$ )

$$R_{TCP} = -\frac{(C_8 + C_{14})(l_1 + h_L / 2) + (C_9 + C_{15})(l_1 + h_L + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + h_P / 2)}{l}. \quad (45)$$

Составляя уравнение моментов относительно правой опоры, определяют реакции  $R_{KCL}$  и  $R_{TCL}$  только от центробежных сил на левой опоре (индекс  $L$ ):

- в плоскости кривошипа

$$R_{KCL} = \frac{(C_7 - C_6)(l_6 + h_P / 2) - C_5(l_5 + l_6 + h_P) - C_4(l_4 + l_5 + l_6 + h_P)}{l} + \frac{-C_3(l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P) - (C_2 - C_1)(l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P + h_L / 2)}{l}; \quad (46)$$

- перпендикулярно плоскости кривошипа

$$R_{TCL} = -\frac{(C_9 + C_{15})(l_6 + h_P / 2) + (C_8 + C_{14})(h_L / 2 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P)}{l}. \quad (47)$$

Для полностью уравновешенного кривошипа реакции от центробежных сил отсутствуют.

Если в конструкции коленчатого вала имеются внешние противовесы, то для первого и последнего колена реакции от центробежных сил определяются со следующими поправками, учитывающими силы инерции внешних противовесов (см. формулы (44) – (47)):

- для первого колена:

$$\begin{aligned} R_{KCP}^{(1)} &= R_{KCP} - \frac{C_{11}l_{P1}}{l}; & R_{TCP}^{(1)} &= R_{TCP} - \frac{C_{10}l_{P1}}{l}; \\ R_{KCL}^{(1)} &= R_{KCL} + \frac{C_{11}(l_{P1} + l)}{l}; & R_{TCL}^{(1)} &= R_{TCL} + \frac{C_{10}(l_{P1} + l)}{l} \end{aligned} \quad (48)$$

– для последнего колена ( $n$ -го):

$$\begin{aligned} R_{KCP}^{(n)} &= R_{KCP} + \frac{C_{13}(l_{P2} + l)}{l}; \\ R_{TCP}^{(n)} &= R_{TCP} - \frac{C_{12}(l_{P2} + l)}{l}; \\ R_{KCL}^{(n)} &= R_{KCL} - \frac{C_{13}l_{P2}}{l}; \quad R_{TCL}^{(n)} = R_{TCL} + \frac{C_{12}l_{P2}}{l} \end{aligned} \quad (49)$$

Отметим, что внешние противовесы вызывают на крайних опорах КВ моменты, которые учитываются при использовании уравнений трех или пяти моментов для расчета коленчатых валов.

Полученные зависимости позволяют определить реакции по направлению осей  $x$  (реакции в этом направлении обозначаем индексом  $T$ ) и  $y$  (реакции имеют индекс  $K$ ) на левой и правой опорах от действия только центробежных сил инерции.

Для определения реакций на коренные шейки коленчатого вала от газовых и инерционных сил, а также масс, совершающих возвратно-поступательное движение, необходимо рассмотреть реакции от сил  $K_i$  и  $T_i$  на левой и правой опорах каждого колена. На рис. 35 приведена расчетная схема колена с приложенными нагрузками. Для рядного двигателя (на шатунной шейке расположен один шатун)  $K_2 = T_2 = 0$ ,  $l_3 = l_4 = 0$ .

Составляя уравнение моментов относительно левой опоры, можно определить реакции на правой опоре:

$$R_{KP} = \frac{K_1(l_1 + l_2 + h_L) + K_2(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + h_L)}{l}; \quad (50)$$

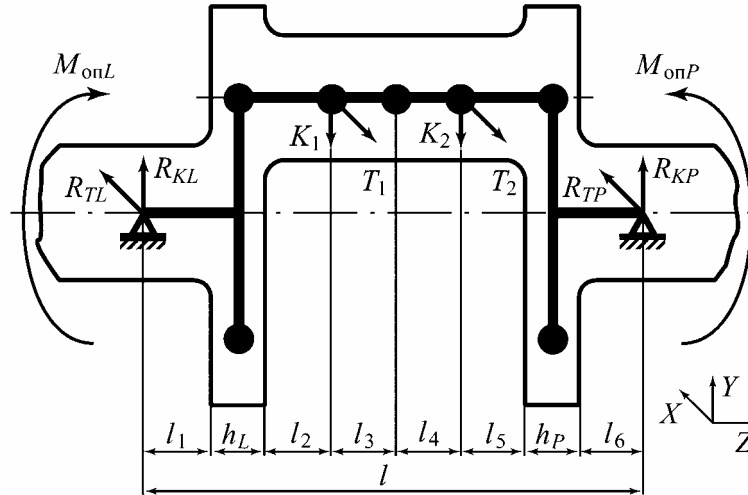
$$R_{TP} = \frac{T_1(l_1 + l_2 + h_L) + T_2(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + h_L)}{l}, \quad (51)$$

где  $K_1, K_2$  – нормальные силы, действующие на кривошип от левого и правого шатунов (для рядного двигателя  $K_2 = 0$ ), определяемые для каждого кривошипа по формулам (36) или (36a);  $T_1, T_2$  – тангенциальные силы, действующие на кривошип от левого и правого шатунов (для рядного двигателя  $T_2 = 0$ ), определяемые для каждого кривошипа по формулам (37) или (37a).

Составляя уравнения моментов относительно правой опоры, находим реакции на левой опоре:

$$R_{KL} = \frac{K_2(l_5 + l_6 + h_P) + K_1(l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P)}{l}; \quad (52)$$

$$R_{TL} = \frac{T_2(l_5 + l_6 + h_P) + T_1(l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P)}{l}. \quad (53)$$



**Рис. 35. Расчетная схема для определения реакций от сил  $K_i$  и  $T_i$ , а также опорных моментов**

Кроме того, необходимо учесть также влияние соседних кривошипов, которое передается через опорные сечения в виде опорных моментов, определяемые по уравнениям трех или пяти моментов. Приняв, что на левой опоре действует момент в плоскости кривошипа  $M_{оп.KL}$  и  $M_{оп.TL}$  – перпендикулярно ей. Пусть на правой опоре в плоскости кривошипа возникает опорный момент  $M_{оп.KP}$ , а плоскости ей перпендикулярной –  $M_{оп.TL}$ . Тогда в уравнения для определения реакций вносятся поправки

$$\begin{aligned} R_{KMP} &= \pm \frac{M_{оп.KL} - M_{оп.KP}}{l}; & R_{TMP} &= \pm \frac{M_{оп.TL} - M_{оп.TP}}{l}; \\ R_{KML} &= \pm \frac{M_{оп.KP} - M_{оп.KL}}{l}; & R_{TML} &= \pm \frac{M_{оп.TP} - M_{оп.TL}}{l}. \end{aligned} \quad (54)$$

В формуле (54) знак плюс принимается, если опорные моменты на левой опоре направлены по ходу часовой стрелки, а на правой – против.

Реакции  $R_{xL}$ ,  $R_{xL}$ ,  $R_{xP}$ ,  $R_{yP}$  на оси  $x$  и  $y$  от центробежных сил, а также от сил  $K$ ,  $T$  на левой и правой коренных опорах, опорных моментов (см. формулы (44) – (54)) каждого колена суммируются

$$\begin{aligned} R_{xL} &= R_{TCL} + R_{TL} + R_{TML}; & R_{xP} &= R_{TCP} + R_{TP} + R_{TMP}; \\ R_{yL} &= R_{KCL} + R_{KL} + R_{KML}; & R_{yP} &= R_{KCP} + R_{KP} + R_{KMP}. \end{aligned} \quad (55)$$

Полученные зависимости позволяют определить опорные реакции и по разрезной схеме, но в этом случае формулы (54) не учитываются. Действительные нагрузки на коренные опоры при расчете по разрезной схеме (например, при выборе подшипников скольжения) можно найти, придерживаясь следующего алгоритма.

Примем, что левее первого колена существует нулевое колено, реакции на коренных опорах которого равны нулю. Для определенности зададим угол  $\gamma_i$  между 1-м и  $i$ -м коленами, измеренный от 1-го колена к  $i$ -му по часовой стрелке, если смотреть с носка вала.

При принятом направлении осей  $x$  и  $y$ :

- угол между осью  $y$  и реакциями, направленными вдоль плоскости кривошипа любого колена, численно равен  $\gamma_i$ ;
- угол между осью  $y$  и реакциями, направленными перпендикулярно плоскости кривошипа любого колена, численно равен  $\gamma_i - 90^\circ$ ;
- угол между осью  $x$  и реакциями, направленными вдоль плоскости кривошипа любого колена, численно равен  $\gamma_i + 90^\circ$ ;
- угол между осью  $x$  и реакциями, направленными перпендикулярно плоскости кривошипа любого колена, численно равен  $\gamma_i$ ;

Для нахождения проекций реакций на оси  $x$  и  $y$  на каждой опоре предварительно по формулам (44) – (54) определяются реакции на правой опоре предыдущего  $i$ -го колена, а также реакции на левой опоре последующего  $(i + 1)$ -го колена. Реакции на опорах равны:

$$R_x = R_{TP} \cdot \cos \gamma_i + R_{TCP} \cdot \cos \gamma_i + R_{KP} \cdot \cos(\gamma_i + 90) + R_{KCP} \cdot \cos(\gamma_i + 90) + \\ + R_{TL} \cdot \cos \gamma_{i+1} + R_{TCL} \cdot \cos \gamma_{i+1} + R_{KL} \cdot \cos(\gamma_{i+1} + 90) + \\ R_{KCL} \cdot \cos(\gamma_{i+1} + 90); \quad (56)$$

$$R_y = R_{TP} \cdot \cos(\gamma_i - 90) + R_{TCP} \cdot \cos(\gamma_i - 90) + R_{KP} \cdot \cos \gamma_i + R_{KCP} \cdot \cos \gamma_i + \\ + R_{TL} \cdot \cos(\gamma_{i+1} - 90) + R_{TCL} \cdot \cos(\gamma_{i+1} - 90) + R_{KL} \cdot \cos \gamma_{i+1} + R_{KCL} \cdot \cos \gamma_{i+1} \quad (57)$$

При расчете  $R_x$  и  $R_y$  на ПЭВМ на последней  $n$ -й опоре учитывается, что  $(n + 1)$ -е колено отсутствует и, следовательно, слагаемые, содержащие  $R_{TL}$ ,  $R_{TCL}$ ,  $R_{KL}$  и  $R_{KCL}$ , равны нулю [7].

По разработанному алгоритму была составлена программа расчета на ПЭВМ нагрузок на кривошип *Dinn*. По приведенному алгоритму можно провести расчет реакций на коренные шейки по программам Mathcad или Microsoft Excel.

## 2.7.2. ПРОГРАММА ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА И ПОСТРОЕНИЕ ПОЛЯРНОЙ ДИАГРАММЫ НАГРУЗОК НА КОРЕННЫЕ ШЕЙКИ

Программа динамического расчета деталей КШМ ориентирована на ПЭВМ типа IBM под управлением MS DOS или Windows. В программу входят файлы:

Имя	Назначение
dinn.exe	Запуск программы
din.c	Результаты расчета
rr1.c	Исходные данные
yy.c	Результаты расчета
egavga bgi	Графическое изображение

Исходные данные заносятся в файл «rr1.c» (открывается F4, далее, если шрифт не кириллица, то в меню через «формат» выбрать в подменю «шрифт» с обозначением «terminal») или любым другим редактором. Исходные данные (прилож.1) заполняются без смещения строк. Значение  $ktr = 100$  внесено для удобства программирования. Плечи  $l$  заполняются в соответствии с рис.33 и 34. Угловые смещения начала рабочего хода в цилиндрах проставляются, начиная с первого цилиндра и до последнего. Для  $I$ -образного двигателя нумерация цилиндров начинается с левой стороны от носка, а затем в той же последовательности – для правой стороны. В соответствии с этой нумерацией проставляются угловые интервалы рабочего хода в цилиндрах. Переводом курсора на файл «dinn.exe» и нажатием «Enter» программа запускается. Пример заполнения исходных данных приведен в приложении.

Линейные размеры для кривошипа повторяются перед каждой таблицей сил, действующих на коренную шейку, в файле «yy.c». Все усилия вычисляются для первого цилиндра через  $3^\circ$  по углу поворота коленчатого вала.

После проведения расчетов (если правильно занесены исходные данные) на экране загорается меню «Результаты расчета двигателя» в составе подменю «Таблицы», «Графики», «Выход». Выбор команды в меню осуществляется подводом синего окна (клавишами  $\leftarrow \uparrow$  или  $\rightarrow \downarrow$ ) и нажатием

«Enter». Нажимом «Esc» производится отмена команды либо выход в предыдущее меню.

По команде «Таблицы» высвечиваются меню «Удельные нагрузки», «Нагрузки на коренные шейки» и «Выход». При нажатии первых двух команд указываются файлы, где записаны результаты расчета: «din.c» и «уу.с.»

По команде «Графики» высвечиваются «Графики  $p_r, p_j, p_s$ », «Графики  $S$  и  $N$ », «График  $K$  и  $T$ », «График  $M$  – суммарного», «Удельные давления  $R_{ш.ш}$ », «Удельные давления  $R_{к.ш}$ » и «Выход». После подвода синего окна к соответствующей команде и нажатия «Enter» на экране строятся графики сил и моментов, которые указаны в меню. Отметим, что для построения графиков  $M_{сум.}$ ,  $R_{ш.ш}$  и  $R_{к.ш}$  необходимо указать масштаб для построения (в левом углу экрана загорается « $M=$ » и необходимо указать 1, 0,7 или другой масштаб). Печатать с экрана при работе в MS DOS можно редактором PZP или graphics.com. При работе в Windows нажать клавишу «Print Screen» для перевода содержимого экрана в буфер обмена. Затем, переключившись в «Paint Brush», вставить содержимое в буфере обмена с помощью клавиш «Shift» и «Insert».

После расчета  $R_x$  и  $R_y$  построение полярной диаграммы нагрузок на коренные шейки коленчатого вала можно провести следующим образом. Значения сил  $R_x$  и  $R_y$ , действующих на коренную шейку заносим в приведенную выше таблицу 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  $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$ . Соединяя концы полученных векторов, получим полярную диаграмму нагрузок на коренные шейки коленчатого вала.

### **2.7.3. ТАБЛИЧНЫЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ПОЛЯРНОЙ ДИАГРАММЫ НАГРУЗОК НА КОРЕННЫЕ ШЕЙКИ**

Для построения полярной диаграммы нагрузки на коренную шейку коленчатого вала ДВС, как правило, используют полярные диаграммы нагрузок на шатунные шейки двух рядом расположенных кривошипов [7-12].

В то же время вычисление удельных давлений на коренные шейки можно легко провести табличным методом [7]. Покажем расчёт нагрузок на коренную шейку коленчатого вала, расположенную между  $i$ -м и  $(i+1)$ -м кривошипом.

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  $180^\circ$  поворота коленчатого вала.

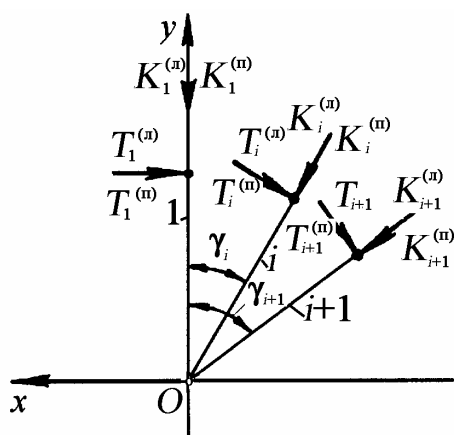


Рис. 36. Схема сил, действующих на 1-й,  $i$ -й и  $(i+1)$ -й кривошипы

Угол между первым и  $i$ -м кривошипом обозначим  $\gamma_i$ , первым и  $(i+1)$ -м –  $\gamma_{i+1}$  (рис.36). При таком положении координатных осей положительное направление тангенциальных сил  $T_j$  ( $j=1\dots 2$ ) на каждом кривошипе – от левого и правого шатунов (в направлении вращения вала), действующих перпендикулярно плоскости кривошипа, а также сил  $K_j$  ( $j=1\dots 2$ ), действующей

щей в его плоскости к оси вала (см. рис. 36), создают на коренных опорах отдельно выделенного кривошипа реакции, направленные в положительном направлении выбранных нами координатных осей (см. п. 2.7.1).

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 левой опоры  $(i+1)$ -го кривошипа.

Определение реакций от всех сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме рассмотрено в п. 2.7.1. Для однорядного двигателя с симметрично нагруженным кривошипом силы  $T_k$  и  $K_k$  ( $k=i, i+1$ ) равномерно распределены между опорами. Если кривошип имеет несимметричную нагрузку (для V-образных двигателей или в случае установки противовесов

для уравнивания сил инерции или их моментов для всего двигателя), то реакции опор такого кривошипов определяются по формулам (56)-(57).

Найденные реакции необходимо разделить на площадь поршня, чтобы перевести их в удельные силы как и силы  $T_k$  и  $K_k$ .

В общем случае для однорядного двигателя с суммарные реакции  $R_x$  и  $R_y$  равны:

$$\left. \begin{aligned} R_x &= \left( \frac{T_i}{2} \pm R_{i,T} \right) \cos \gamma_i + \left( \frac{T_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,T} \right) \cos \gamma_{i+1} - \\ &\quad - \left( \frac{K_i}{2} \pm R_{i,K} \right) \sin \gamma_i - \left( \frac{K_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,K} \right) \sin \gamma_{i+1} \\ R_y &= \left( \frac{T_i}{2} \pm R_{i,T} \right) \sin \gamma_i + \left( \frac{T_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,T} \right) \sin \gamma_{i+1} + \\ &\quad + \left( \frac{K_i}{2} \pm R_{i,K} \right) \cos \gamma_i + \left( \frac{K_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,K} \right) \cos \gamma_{i+1} \end{aligned} \right\}, \quad (58)$$

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

Значения усилий  $T_k$  и  $K_k$  ( $k=i, i+1$ ) для двух рядом расположенных кривошипов определяются по результатам расчета цикла двигателя и с учетом порядка работы цилиндров. Так, например, для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1–3–4–2 значения сил  $K_i$  и  $T_i$  приведено в табл.8.

Для равномерного хода двигателя такты расширения должны быть сдвинуты относительно друг друга на угловой интервал  $\theta$ , который для четырехтактных двигателей с равными интервалами между рабочими ходами равен  $4\pi/i$  (для двухтактных  $2\pi/i$ ), где  $i$  – число цилиндров двигателя. Для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя  $\theta = 4\pi/4 = \pi = 180^\circ$ . Из табл. 8 следует, что начало такта расширения в третьем цилиндре (третий кривошип) начинается через  $180^\circ$  поворота коленчатого вала, в четвертом – через  $360^\circ$  и т. д. Если ведется расчет нагрузок на четвертую коренную

шейку коленчатого вала, то соответственно используются значения  $T_k$  и  $K_k$  для третьего и четвертого кривошипов.

Таблица 8

Усилия  $T$  и  $K$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала

$\varphi^\circ$ , пкв	1-й кривошип		2-й кривошип		3-й кривошип		4-й кривошип	
	$T$	$K$	$T$	$K$	$T$	$K$	$T$	$K$
0	$T_0$	$K_0$	$T_{18}$	$K_{18}$	$T_{54}$	$K_{54}$	$T_{36}$	$K_{36}$
10	$T_1$	$K_1$	$T_{19}$	$K_{19}$	$T_{55}$	$K_{55}$	$T_{37}$	$K_{37}$
20	$T_2$	$K_2$	$T_{20}$	$K_{20}$	$T_{56}$	$K_{56}$	$T_{38}$	$K_{38}$
.								
.								
.								
170	$T_{17}$	$K_{17}$	$T_{35}$	$K_{35}$	$T_{71}$	$K_{71}$	$T_{53}$	$K_{53}$
180	$T_{18}$	$K_{18}$	$T_{36}$	$K_{36}$	$T_0$	$K_0$	$T_{54}$	$K_{54}$
190	$T_{19}$	$K_{19}$	$T_{37}$	$K_{37}$	$T_1$	$K_1$	$T_{55}$	$K_{55}$
.	.							
.	.				.			
.	.				.			
350	$T_{35}$	$K_{35}$	$T_{53}$	$K_{53}$	$T_{17}$	$K_{17}$	$T_{71}$	$K_{71}$
360	$T_{36}$	$K_{36}$	$T_{54}$	$K_{54}$	$T_{18}$	$K_{18}$	$T_0$	$K_0$
370	$T_{37}$	$K_{37}$	$T_{55}$	$K_{55}$	$T_{19}$	$K_{19}$	$T_1$	$K_1$
.	.				.			
.	.				.			
.	.				.			
530	$T_{53}$	$K_{53}$	$T_{71}$	$K_{71}$	$T_{35}$	$K_{35}$	$T_{17}$	$K_{17}$
540	$T_{54}$	$K_{54}$	$T_0$	$K_0$	$T_{36}$	$K_{36}$	$T_{18}$	$K_{18}$
550	$T_{55}$	$K_{55}$	$T_1$	$K_1$	$T_{37}$	$K_{37}$	$T_{19}$	$K_{19}$
.	.				.			
.	.				.			
.	.				.			
700	$T_{70}$	$K_{70}$	$T_{16}$	$K_{16}$	$T_{52}$	$K_{52}$	$T_{34}$	$K_{34}$
710	$T_{71}$	$K_{71}$	$T_{17}$	$K_{17}$	$T_{53}$	$K_{53}$	$T_{35}$	$K_{35}$
720	$T_0$	$K_0$	$T_{18}$	$K_{18}$	$T_{54}$	$K_{54}$	$T_{36}$	$K_{36}$

Реакции  $R_{i,T}$ ,  $R_{i,K}$  и  $R_{i+1,T}$ ,  $R_{i+1,K}$  вычисляются заранее (см. п. 2.7.1) и они будут постоянны за весь цикл работы двигателя. Для облегчения расчета подставляем данные в табл. 9.

Используя формулы (58), данные столбцов 3,4, а также 6 и 7, определяем величины  $R_x$  и  $R_y$ . Полная реакция на опору равна при определенном угле поворота коленчатого вала  $\varphi^\circ$  равна

$$R_\varphi = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \quad (59)$$

а угол  $\psi_R$ , который составляет вектор  $R_\varphi$  с осью  $y$ , равен

$$\sin \psi_R = \frac{R_{x\varphi}}{R_\varphi}. \quad (60)$$

Таблица 9

Расчетная таблица для определения реакций  $R_x$  и  $R_y$

$\varphi^\circ$ , ПКВ	$0,5T_{\pm R_{iT}}$	$(0,5T_{\pm R_{iT}})\cos\gamma_i$	$(0,5T_{\pm R_{iT}})\sin\gamma_i$	$0,5K_{\pm R_{iK}}$	$(0,5K_{\pm R_{iK}})\cos\gamma_i$	$(0,5K_{\pm R_{iK}})\sin\gamma_i$	$R_x$	$R_y$	$R$	$\psi_R$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Полярная диаграмма нагрузок на коренные шейки строится в осях  $x$ – $y$  после определения  $R_x$  и  $R_y$  (столбцы 8 и 9), в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Строим можно также в полярной диаграмме координат, используя значения  $R$  и  $\varphi$  табл. 9. Если, например, через  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала  $\varphi^\circ$  отложить в координатной системе значения  $R_{x\varphi}$  и  $R_{y\varphi}$ , то графически или по формуле (59) и (60) определяется положение вектора  $R_\varphi$ . Соединяя концы полученных векторов кривой, получаем полярную диаграмму сил, действующих на коренную шейку. Наиболее просто такое построение можно проводить на ПЭВМ с помощью программы Microsoft Excel.

Условная диаграмма износа коренной шейки строится так же, как и для шатунной шейки (см. п. 2.6).

### Вопросы для самопроверки

1. С какой целью рекомендуется вычислять реакции на опорах отдельно выделенного кривошипа от каждой силы в отдельности?

2. Как определяется угловой интервал, на которые сдвинуты такты расширения для равномерного хода двигателя?
3. Влияют ли на угловые интервалы конструкция коленчатого вала?
4. Как записать и в какой файл нужно записать исходные данные для проведения динамического расчета с помощью программы Dinn?
5. От чего зависит нагрузка на коренную шейку коленчатого вала поршневого двигателя?
6. Как строится полярная диаграмма нагрузок на коренную шейку коленчатого вала?
7. Как строится условная диаграмма износа коренной шейки?
8. Для чего строится условная диаграмма износа коренной шейки коленчатого вала? Почему она называется условной?

## 2.8. КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ МНОГОЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ И МОМЕНТЫ, СКРУЧИВАЮЩИЕ ШЕЙКИ ВАЛА

В многоцилиндровых двигателях колена коленчатого вала, как это отмечалось ранее, воспринимают тангенциальные усилия. Эти усилия создают крутящие моменты, которые, суммируясь последовательно по длине вала, дают на конце вала отбора мощности суммарный крутящий момент

двигателя  $\sum_1^i M_{кр} = f(\varphi)$ . Кривую этого момента для многоцилиндрового

двигателя можно построить путем графического суммирования кривых крутящих моментов  $M_{кр}$  для отдельных цилиндров. При этом кривые для отдельных цилиндров должны быть сдвинуты одна относительно другой на угловой интервал  $\theta$ , соответствующий интервалу между рабочими ходами в отдельных цилиндрах.

Суммарный крутящий момент периодически изменяется с периодом  $\theta$ . Построение участка кривой суммарного крутящего момента соответствующего углу  $\theta$  для четырехцилиндрового двигателя, показано на рис. 37. Кривая крутящего момента одного цилиндра подсчитана по графику  $T$  на рис. 28.

Среднее значение суммарного крутящего момента двигателя

$$\left( \sum_1^i M_{\text{кр}} \right)_{\text{ср}} = \frac{1}{\theta} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sum_1^i M_{\text{кр}} d\varphi = \frac{F_1 - F_2}{\theta},$$

где  $\theta = \varphi_1 - \varphi_2 = \frac{4\pi}{i}$ ;

$F_1$  и  $F_2$  – положительная и отрицательная площади диаграммы.

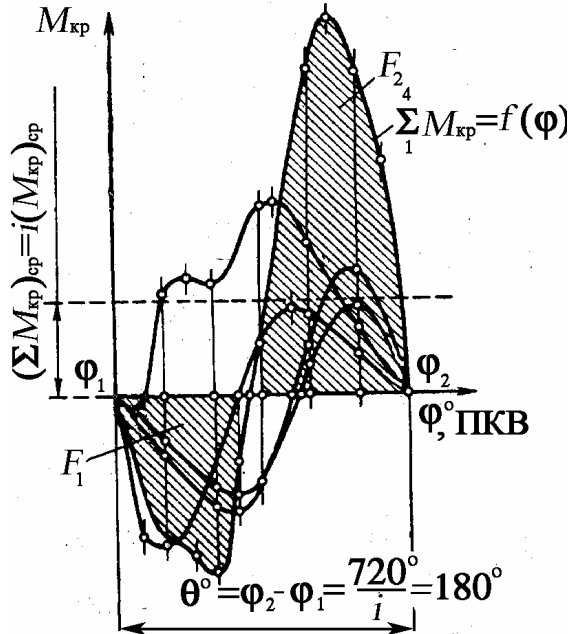


Рис. 37. Построение суммарного крутящего момента для четырехцилиндрового двигателя

вспомогательных механизмов, действительный эффективный крутящий момент  $M_e$ , снимаемый с вала, меньше полученного среднего суммарного крутящего момента, и связь между ними выражается уравнением

$$M_e = \left( \sum_1^i M_{\text{кр}} \right)_{\text{ср}} \eta_m = \left( \sum_1^i M_{\text{кр}} \eta_m \right)_{\text{ср}}, \quad (59)$$

где  $\eta_m$  – механический КПД.

Момент  $\left( \sum_1^i M_{\text{кр}} \right)_{\text{ср}} = i(M_{\text{кр}})_{\text{ср}}$  представляет собой средний *индикаторный момент* двигателя; он изменяется пропорционально работе газов за цикл, так как работа сил инерции за каждый оборот коленчатого вала равна нулю.

В дальнейшем периодически изменяющийся индикаторный крутящий

Таким образом, для определения среднего значения суммарного крутящего момента  $\left( \sum_1^i M_{\text{кр}} \right)_{\text{ср}}$  необхо-

димо подсчитать положительную и отрицательную площади, образованные графиком суммарного момента, вычесть отрицательную площадь  $F_2$  из положительной  $F_1$  и полученную разность разделить на длину диаграммы в линейных единицах ( $\theta$ , мм).

Ввиду того, что при построении диаграммы крутящего момента двигателя не учитывались трение и затраты на приведение в действие

момент двигателя  $\sum_1^i M_{кр}$  будем обозначать через  $M_{кр}$ , а среднее значение его соответственно  $M_{ср}$ .

Так как график суммарного момента представляет периодическую функцию угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  с периодом  $\theta$ , построение его, как правило, ограничивается участком, соответствующим этому углу. Для этого используется график крутящего момента для одного цилиндра за один цикл. Этот график делится на  $i_{ц}$  равных частей (что можно делать при соблюдении условия идентичности процессов во всех цилиндрах), после чего складываются полученные отдельные участки графика, перенесенные на новую координатную сетку.

Определение значений индикаторного суммарного крутящего момента для многоцилиндрового двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала можно осуществить табличным методом путем сложения величины крутящих моментов отдельных цилиндров с учетом смещения их на угловой интервал  $\theta$  между рабочими ходами в отдельных цилиндрах. В табл. 9 приведено значение крутящего момента по цилиндрам для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы 1–3–4–2 с учетом смещения рабочих ходов на угол  $180^\circ$  (величина момента  $M_0$  выделена курсивом).

При прочностном расчете коленчатого вала необходимо знать изменение момента, вызывающего скручивание той или иной коренной шейки. Для этого нужно найти сумму крутящих моментов отдельных цилиндров, начиная с первого колена и кончая коленом, предшествующим рассматриваемой шейке. Эта сумма называется набегающим моментом на данную коренную шейку.

Суммирование моментов необходимо производить с учетом порядка работы цилиндров и соблюдением угловых смещений  $\theta$  в соответствии с углами, под которыми расположены колена вала. Например, для 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 коренную шейку –

$M_{к.ш.3} = M_{к.ш.2} + M_{2ц}$ , на четвертую –  $M_{к.ш.4} = M_{к.ш.3} + M_{3ц}$ , а на пятую –  $M_{к.ш.5} = M_{к.ш.4} + M_{4ц} = M_{кр}$ .

В табл. 10 показано вычисление набегающих моментов для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы 1–3–4–2. Данные по величине крутящих моментов каждого цилиндра можно взять из табл. 9.

Таблица 9

Суммарный индикаторный момент четырех цилиндрового четырехтактного двигателя

φ°, пкв	Значение крутящего момента по цилиндрам				$M_{кр}$ двигателя
	1	2	3	4	
	$M_{1ц}$	$M_{2ц}$	$M_{3ц}$	$M_{4ц}$	
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	$M_0$	$M_{18}$	$M_{54}$	$M_{36}$	$M_0 + M_{18} + M_{54} + M_{36}$

Закон изменения набегающего момента по углу поворота коленчатого

вала для каждой коренной шейки характеризуется кривой, которую можно получить графическим суммированием кривых крутящих моментов соответствующих цилиндров  $M_{ц}$ , как это выполнено для четырех цилиндрового четырехтактного двигателя.

Примерное построение кривых набегающих моментов  $M_{к.ш.i}$  для коренных шеек шестицилиндрового однорядного четырехтактного бензинового двигателя с порядком работы цилиндров 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4 приведено на рис. 38.

Таблица 10

Набегающие моменты на коренные шейки коленчатого вала для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

$\varphi^\circ$ , 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	$M_{18}$	$M_{36}$	$M_{18} + M_{36}$	$M_0$	$M_{18} + M_{36} + M_0$	$M_{54}$	$M_{18} + M_{36} + M_0 + M_{54}$
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	$M_{36}$	$M_{54}$	$M_{36} + M_{54}$	$M_{18}$	$M_{36} + M_{54} + M_{18}$	$M_0$	$M_{36} + M_{54} + M_{18} + M_0$
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	$M_{54}$	$M_0$	$M_{54} + M_0$	$M_{36}$	$M_{54} + M_0 + M_{36}$	$M_{18}$	$M_{54} + M_0 + M_{36} + M_{18}$
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	$M_0$	$M_{18}$	$M_0 + M_{18}$	$M_{54}$	$M_0 + M_{18} + M_{54}$	$M_{36}$	$M_0 + M_{18} + M_{54} + M_{36}$

При прочностном расчете шеек на кручение необходимо установить, какая из них является наиболее нагруженной, что определяется наибольшим размахом изменения набегающего на нее момента, т. е. наибольшим значением

$$\Delta M_{\text{к.ш. max}} = M_{\text{к.ш. max}} - M_{\text{к.ш. min}}.$$

В зависимости от числа цилиндров, числа колен и их расположения, порядка работы цилиндров, а также быстроходности двигателя наибольший размах изменения набегающего момента для расчетного режима может получаться на различных коренных шейках. В результате построения кривых набегающих моментов такую шейку легко найти (на рис. 38, например, это пятая коренная шейка).

Точно также после построения кривых набегающих моментов на шатунные шейки, определяется какая из них наиболее нагружена. Для нахождения крутящего момента, скручивающего шатунную шейку  $i$ -го колена, необходимо набегающий момент на предшествующую коренную шейку сложить с половиной значения крутящего момента от тангенциального усилия, действующего на рассматриваемую шатунную шейку, т. е.

$$M_{\text{ш.ш.}i} = M_{\text{к.ш.}i} + 0,5M_{i\text{ц}} = M_{\text{к.ш.}i} + 0,5T_i r.$$

В табл. 11 приведен порядок вычисления набегающих моментов  $M_{\text{ш.ш.}i}$  на шатунные шейки коленчатого вала для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы 1 – 3 – 4 – 2. значение крутящего момента в начале такта расширения для каждого цилиндра в табл. 11 выделено курсивом Как было сказано ранее оно изменяется с периодом  $\theta = 720^\circ/4 = 180^\circ$ .

На рис. 39 по набегающим моментам  $M_{\text{к.ш.}i}$  на коренные шейки шестицилиндрового однорядного четырехтактного двигателя (порядок работы 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4), приведенным на рис. 38, построены графики  $M_{\text{ш.ш.}i}$ . Для однорядного шестицилиндрового двигателя угловой интервал составляет  $120^\circ$  поворота коленчатого вала. Из рассмотренных кривых находим наиболее нагруженную шатунную шейку – четвертого колена.

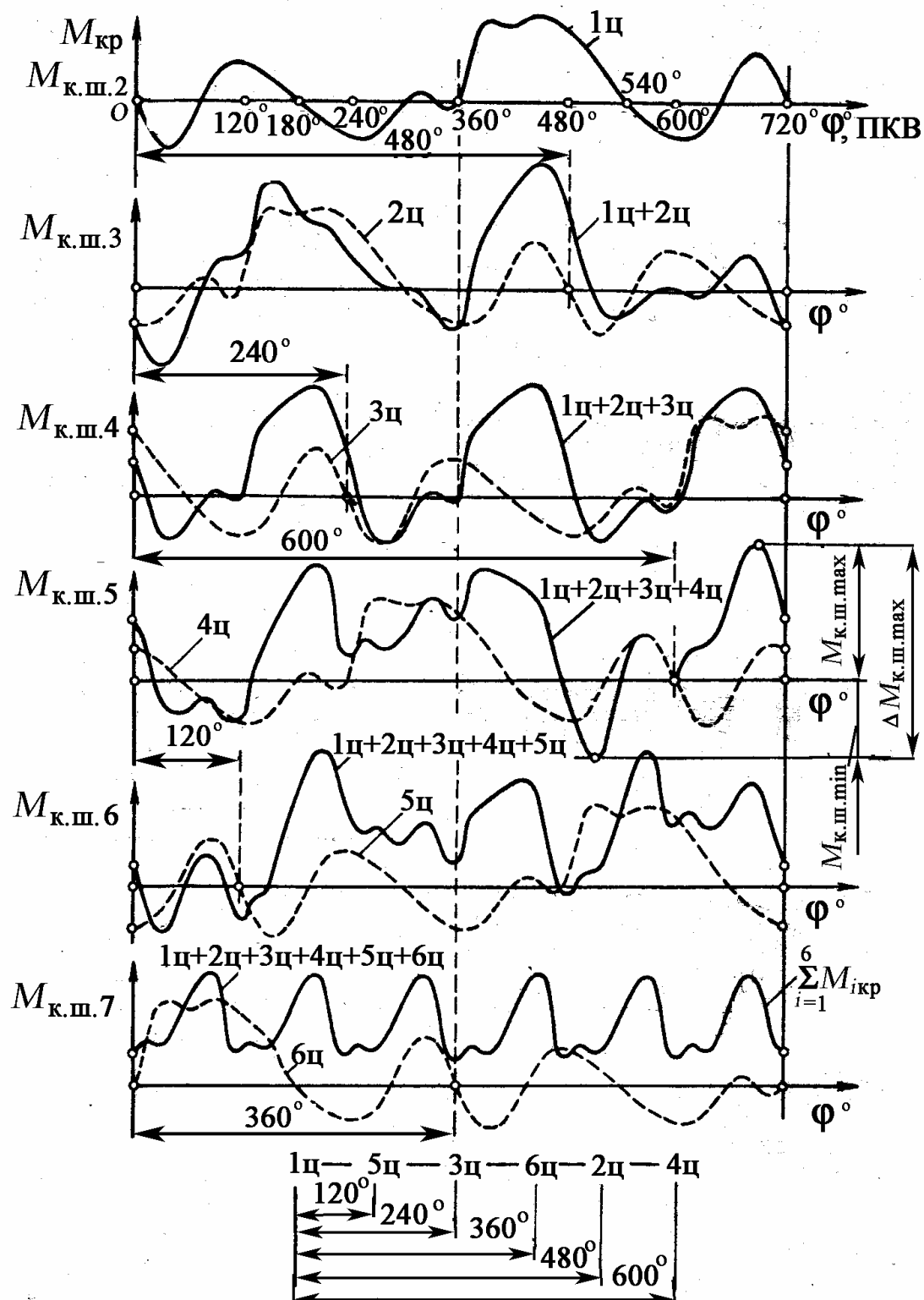


Рис. 38. Кривые набегающих моментов на коренные шейки коленчатого вала однорядного шестицилиндрового двигателя

В двухрядных двигателях ( $V$  – образных и оппозитных) для определения набегающих моментов на шейки коленчатого вала необходимо предварительно построить графики или составить таблицы результирующих моментов, действующих на каждом колене от двух цилиндров с учетом угловых интервалов  $\theta$  слагаемых (равному, как правило, углу развала цилиндров).

Таблица 11

Набегающие моменты на шатунные шейки коленчатого вала  
для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

$\varphi^\circ$ , ПКВ	$M_{ш.ш.1} =$ $= 0,5M_{1ц}$	$M_{2ц}$	$M_{ш.ш.2} =$ $= M_{к.ш.2} + 0,5M_{2ц}$	$M_{3ц}$	$M_{ш.ш.3} =$ $= M_{к.ш.3} + 0,5M_{3ц}$	$M_{4ц}$	$M_{ш.ш.4} =$ $= M_{к.ш.4} + 0,5M_{4ц}$
0	<b><math>0,5M_0</math></b>	$M_{18}$	<b><math>M_0 + 0,5M_{18}</math></b>	$M_{54}$	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{54}$	$M_{36}$	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{36}$
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	$0,5M_{18}$	$M_{36}$	$M_{18} + 0,5M_{36}$	<b><math>M_0</math></b>	$M_{к.ш.3} + 0,5M_0$	$M_{54}$	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{54}$
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	$0,5M_{36}$	$M_{54}$	$M_{36} + 0,5M_{54}$	$M_{18}$	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{18}$	<b><math>M_0</math></b>	$M_{к.ш.4} + 0,5M_0$
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	$0,5M_{54}$	<b><math>M_0</math></b>	$M_{54} + 0,5M_0$	$M_{36}$	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{36}$	$M_{18}$	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{18}$
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	<b><math>0,5M_0</math></b>	$M_{18}$	<b><math>M_0 + 0,5M_{18}</math></b>	$M_{54}$	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{54}$	$M_{36}$	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{36}$

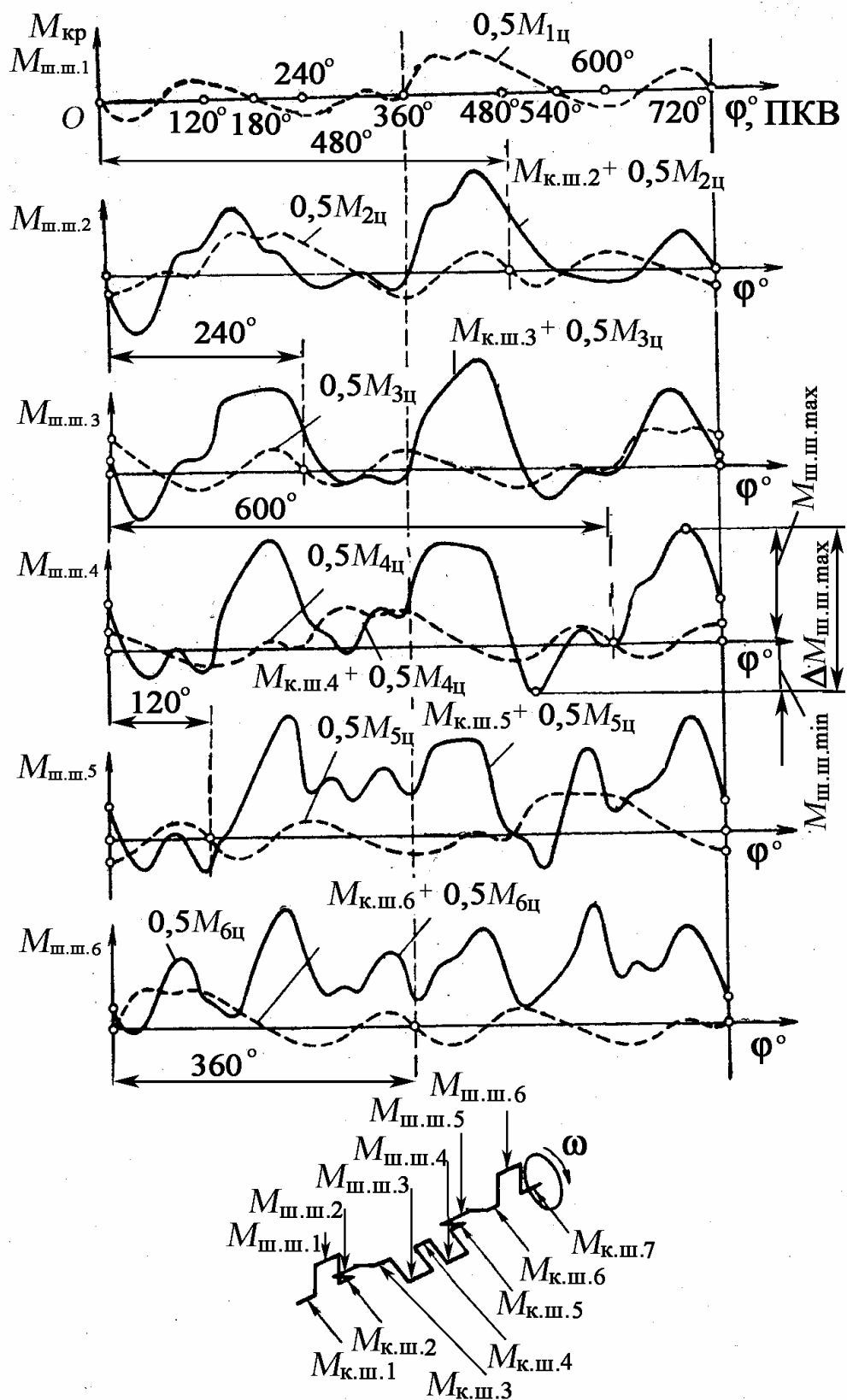


Рис. 39. Кривые набегающих моментов на шатунные шейки коленчатого вала однорядного шестицилиндрового двигателя

Так как график тангенциальной силы  $T$  одновременно является графиком крутящего момента  $M_{кр}$  от одного цилиндра, отличаясь от него лишь масштабом, то, суммируя последовательно тангенциальные силы  $T_i$  с учетом углового интервала  $\theta$  и знака, получим значение суммарной тангенциальной силы  $\Sigma T$  на последней коренной шейке. Умножив полученную удельную силу  $\Sigma T$  на площадь поршня  $F_{п}$  и на радиус  $r$  кривошипа, получим полный или набегающий момент двигателя  $r\Sigma TF_{п}$ , который передается потребителю энергии.

Построив кривую  $\Sigma T$ , подсчитывают величину средней удельной тангенциальной силы  $T_{ср}$ , необходимую в дальнейшем для расчета маховика. Величина среднего крутящего момента нужна также для проверки правильности произведенных подсчетов и не должна отличаться более чем на  $\pm 2\%$  от величины  $T'_{ср}$ , определяемой по формуле

$$T'_{ср} = 9555 N_i / (nrF_{п}\varphi),$$

где  $N_i$  – индикаторная мощность двигателя, полученная по результатам расчета цикла двигателя, кВт;  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $\varphi$  – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, принятый в расчете цикла.

### 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 опреде-

лить размах крутящего момента на шатунной и коренной шейках коленчатого вала?

9. Как проверяется правильность расчета суммарной тангенциальной силы на последнем кривошипе?

## 2.9. ПРИМЕР РАСЧЕТА КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Произвести расчет кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма четырехтактного дизеля, предназначенного для легкового автомобиля малого класса (по терминологии ЕЭК ООН – М1)<sup>3</sup>. Дизель трехцилиндровый ( $i=3$ ) с турбонаддувом, неразделенными камерами сгорания, степенью сжатия  $\varepsilon=18$ , объемным смесеобразованием, должен развивать эффективную максимальную мощность  $N_{e\max} = 70$  кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n_{N_{e\max}} = 4400$  мин<sup>-1</sup>. Частота вращения коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента  $M_{e\max}$   $n_{M_{e\max}} = 2400$  мин<sup>-1</sup>, коэффициент приспособляемости  $K = M_{e\max} / M_{eN_{e\max}} = 1,2$  не менее; скоростной коэффициент  $K_c = n_{M_{e\max}} / n_{N_{e\max}} = 0,545$ .

Расчет цикла дизеля на режиме максимальной мощности  $N_{e\max}$  по программе *DIZDN* (разработанной на кафедре) приведен в прил. 1. При проектировании дизеля аналогичный расчет необходимо провести также для режима максимального крутящего момента.

В целях уменьшения высоты дизеля в исходных данных принималось значение  $\lambda = 0,317$ . В соответствии с этим значением  $\lambda$  определим длину шатуна

$$l = r / \lambda = 0,047 / 0,317 = 0,148 \text{ м.}$$

По результатам расчета цикла дизеля при принятых исходных данных (расчет проводится по программе аналогично приведенной в прил. 2, только  $N_{e\max} = 70$  кВт,  $D = 0$ ,  $S = 0$ ) определили ход поршня  $S = 2r = 0,094$  м, а также диаметр цилиндра  $D = 0,088$  м.

---

<sup>3</sup> Расчет проводил для дипломного проекта П.В. Горбунов

## Кинематика

**Перемещение поршня.** Изменение хода поршня  $s_{\text{п}}$ , а также перемещение первого  $s_{\text{п1}}$  и второго  $s_{\text{п2}}$  порядков приведены в прил. 3, табл. П2, а на рис. 40 приведены графики  $s_{\text{п}}$ ,  $s_{\text{п1}}$  и  $s_{\text{п2}}$ , построенные по этим данным.

Из графика и табл. П1 видно, что при повороте коленчатого вала на угол  $\varphi = 90^\circ$  (первая четверть окружности) поршень проходит больше половины своего хода  $s_{\text{п}} = 0,0545 \text{ м} \approx 0,58S$ .

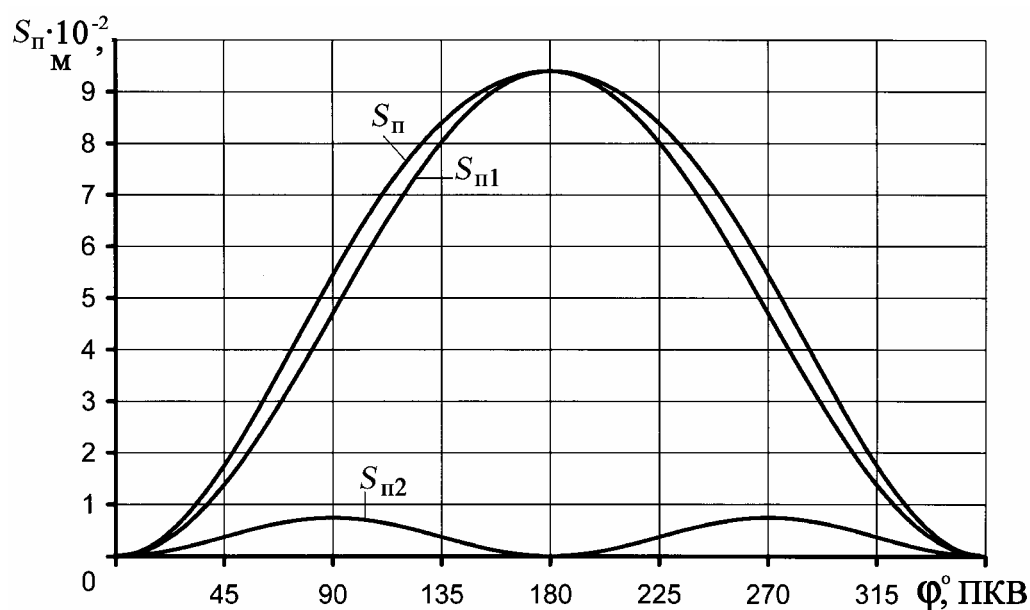


Рис. 40. Перемещения поршня  $s_{\text{п}}$ , а также первого  $s_{\text{п1}}$  и второго  $s_{\text{п2}}$  порядков

**Скорость поршня.** Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \pi n / 30 = (3,14 \cdot 4400) / 30 = 460,53 \text{ рад/с.}$$

Изменение скорости поршня  $v_{\text{п}}$ , а также скорости первого  $v_{\text{п1}}$  и второго  $v_{\text{п2}}$  порядков по углу поворота коленчатого вала  $\varphi^\circ$  приведены в табл. П2, а на рис. 41 приведены графики  $v_{\text{п}}$ , а также  $v_{\text{п1}}$  и  $v_{\text{п2}}$ , построенные по этим данным.

Максимальная скорость поршня соответствует углу поворота коленчатого вала

$$\begin{aligned} \varphi_{v_{\text{max}}} &= \arccos\left(-1/4\lambda + \sqrt{(1/4\lambda)^2 + 0,5}\right) = \\ &= \arccos\left(-1/4 \cdot 0,317 + \sqrt{(1/4 \cdot 0,317)^2 + 0,5}\right) = 74^\circ 25'. \end{aligned}$$

При этом угле максимальная скорость поршня равна

$$\begin{aligned} v_{\text{п.max}} &= r\omega\left(\sin \varphi_{v_{\text{п.max}}} + (\lambda/2)\sin 2\varphi_{v_{\text{п.max}}}\right) = \\ &= 0,047 \cdot 460,53\left[\sin 74^\circ 25' + (0,317/2)\sin 2 \cdot (74^\circ 25')\right] = 22,625 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Как следует из рис. 41, максимальная скорость поршня  $v_{п.маx} = 22,625$  м/с соответствует углам поворота коленчатого вала  $\varphi_{v_{маx}} = 74^\circ 25'$  (скорость положительна и направлена к оси коленчатого вала) и  $285^\circ 35'$  (скорость отрицательная, так как направлена к ВМТ).

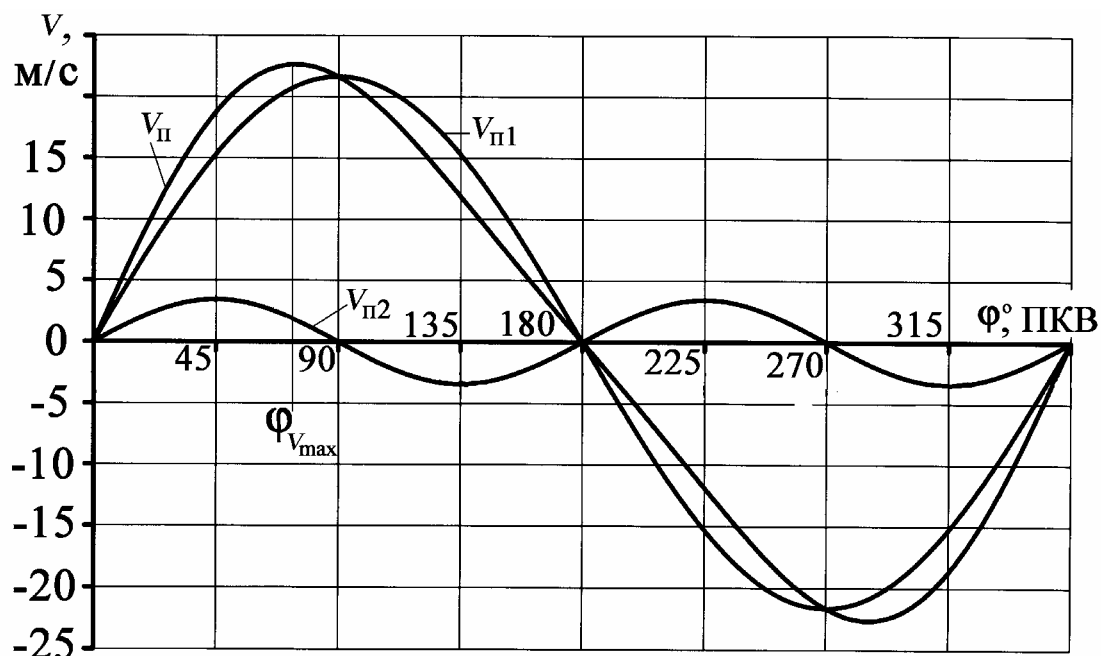


Рис. 41. Скорость поршня  $v_{п}$ , а также скорости первого  $v_{п1}$  и второго  $v_{п2}$  порядков

**Ускорение поршня.** Изменение скорости поршня  $j_{п}$ , а также скорости первого  $j_{п1}$  и второго  $j_{п2}$  порядков по углу поворота коленчатого вала  $\varphi^\circ$  приведены в табл. П2, а на рис. 42 приведены графики  $j_{п}$ , а также  $j_{п1}$  и  $j_{п2}$ , построенные по этим данным.

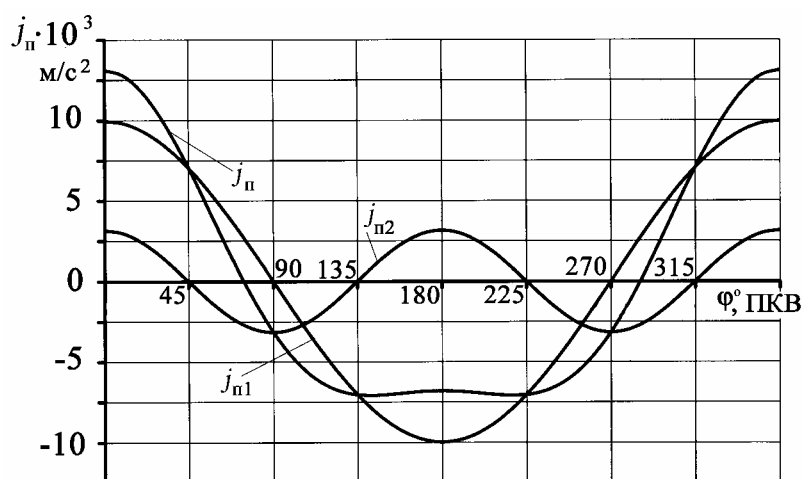


Рис. 42. Ускорение поршня  $j_{п}$ , а также ускорения первого  $j_{п1}$  и второго  $j_{п2}$  порядков

Как следует из рис. 42, ускорение поршня при углах поворота коленчатого вала  $\varphi_{v_{\max}} = 74^\circ 25'$  и  $285^\circ 35'$  (скорость при этом достигает максимального значения) равно нулю. Максимальное ускорение возникает при положении поршня в ВМТ и равно  $j_{\pi} = 13128 \text{ м/с}^2$ . В НМТ  $-j_{\pi} = -6808 \text{ м/с}^2$ .

**Угловое перемещение, угловая скорость качания и угловое ускорение качания шатуна.** Угловое перемещение  $\beta_{\text{ш}}$ , угловая скорость  $\omega_{\text{ш}}$  и угловое ускорение  $\varepsilon_{\text{ш}}$  качания шатуна по углу поворота коленчатого вала  $\varphi^\circ$  проектируемого дизеля приведены в прил. 3, табл. П2, а на рис. 43 и 44 приведены графики  $\beta_{\text{ш}}$ , а также  $\omega_{\text{ш}}$  и  $\varepsilon_{\text{ш}}$ , построенные по этим данным.

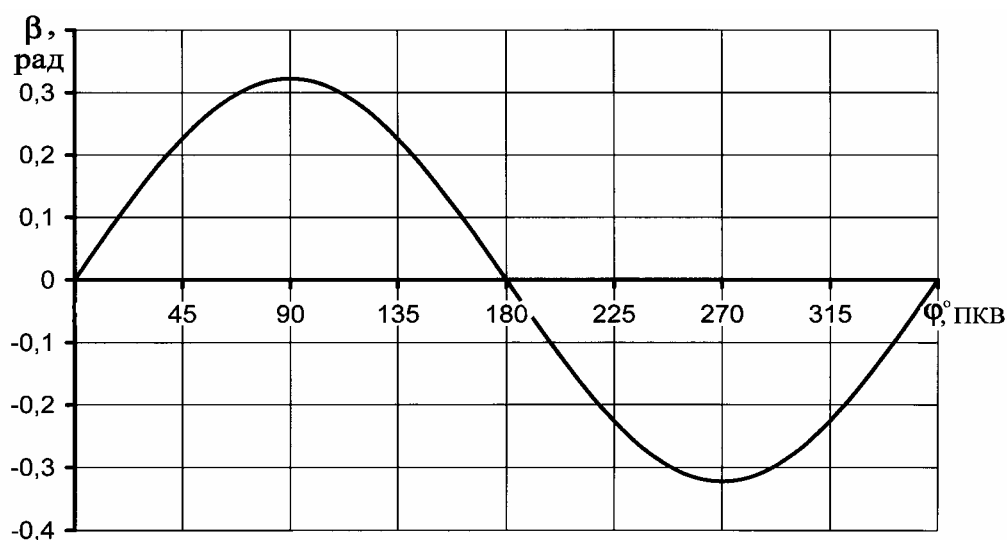


Рис. 43. Угловое перемещение шатуна

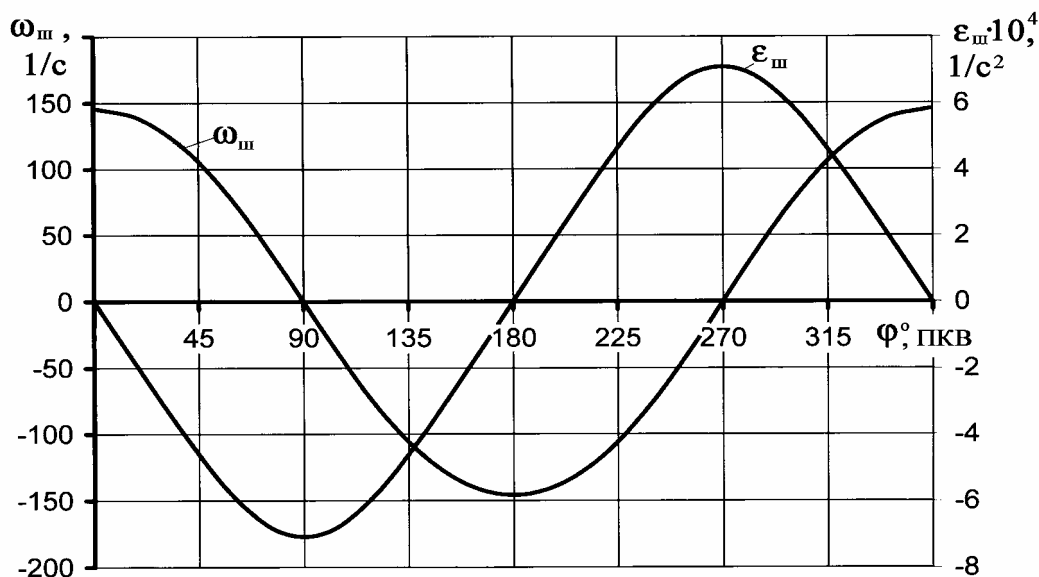


Рис. 44. Угловая скорость  $\omega_{\text{ш}}$  и угловое ускорение  $\varepsilon_{\text{ш}}$  качания шатуна

В прил. 3, табл. П2 приведен расчет  $\omega_{ш}$  и  $\varepsilon_{ш}$  по формулам (18), (18a) и (19), (19a) соответственно. Сравнение полученных данных показывает, что вычисление значений  $\omega_{ш}$  и  $\varepsilon_{ш}$  по приближенным зависимостям (18a) и (19a) дает практически одинаковые результаты.

### **Динамика. Силы давления газов и инерционные силы**

Индикаторная диаграмма, полученная при расчете цикла дизеля (прил. 2) [13] или динамическом расчете (прил. 4, табл. П1), разворачивается по углу поворота коленчатого вала. Для расчета сил инерции с учетом вычисленных значений  $D$ ,  $S$  однорядного двигателя и достаточно высокого значения  $p_z$  (10,5 МПа, см. прил. 2) устанавливаются:

масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава  $m_{\Pi}' = 250 \text{ кг/м}^2$ )

$$m_{\Pi} = m_{\Pi}' F_{\Pi} = 250 \cdot 0,006082 = 1,520 \text{ кг};$$

масса шатуна ( $m_{ш}' = 288 \text{ кг/м}^2$ )

$$m_{ш} = m_{ш}' F_{\Pi} = 288 \cdot 0,006082 = 1,752 \text{ кг};$$

масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для чугунного литого вала с полыми шатунными шейками  $m_{к}' = 150 \text{ кг/м}^2$ )

$$m_{к} = m_{к}' F_{\Pi} = 150 \cdot 0,006082 = 0,912 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_1 = 0,275 m_{ш} = 0,275 \cdot 1,7516 = 0,482 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_2 = 0,725 m_{ш} = 0,725 \cdot 1,7516 = 1,269 \text{ кг}.$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\Pi} + m_1 = 1,520 + 0,482 = 2,002 \text{ кг}.$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_r = m_{к} + m_2 = 0,912 + 1,269 = 2,181 \text{ кг}.$$

В прил. 2 табл. П1 приведено значение полного ускорения  $j_{\Pi}$  возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма, по которым определяется силы инерции:

$$\text{полные силы } P_j = -j_{\Pi} m_j \cdot 10^{-3} = -2,002 \cdot 10^{-3} \cdot j_{\Pi} \text{ кН};$$

удельные силы  $p_j' = P_j / F_{\Pi} = -(2,002 \cdot 10^{-3} \cdot j_{\Pi}) / 0,006082 = 329,2 \cdot j_{\Pi}$  МПа.

Значения  $p'_j$ , вычисленное по программе *Dinn*, приведено в прил. 3, табл. П1. Оно может быть также вычислено по известному значению ускорения  $j_\pi$  (прил. 3 табл. П1).

Центробежная сила инерции вращающихся масс на режиме максимальной мощности равна

$$K_r = -m_r r \omega^2 = -2,181 \cdot 0,047 \cdot 460,53^2 \cdot 10^{-3} = -21,74 \text{ кН.}$$

Удельная сила инерции  $K_{r\text{уд}} = -(21,74/0,006082) \cdot 10^{-6} = -0,003574$  МПа.

**Удельные суммарные силы.** Удельная суммарная сила  $p'_s$  (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца равна  $p'_s = (p_r - p_0) + p_j$  может быть вычислена аналитически. В прил. 3 табл. П1 приведено значение  $p'_s$  для проектируемого дизеля, а на рис. 43 – график изменения удельных сил  $p'_r$ ,  $p'_j$  и  $p'_s$  по углу поворота коленчатого вала.

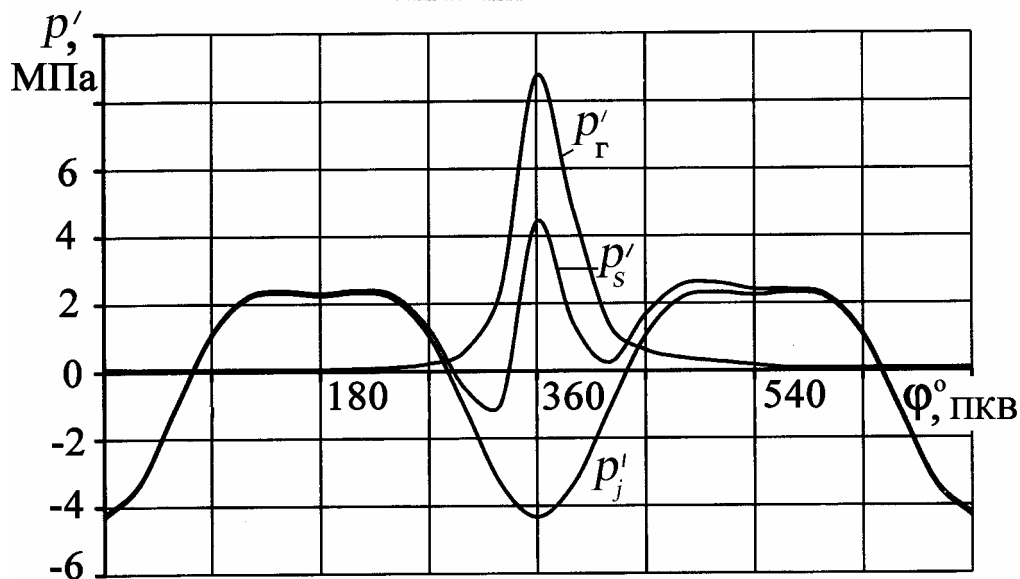
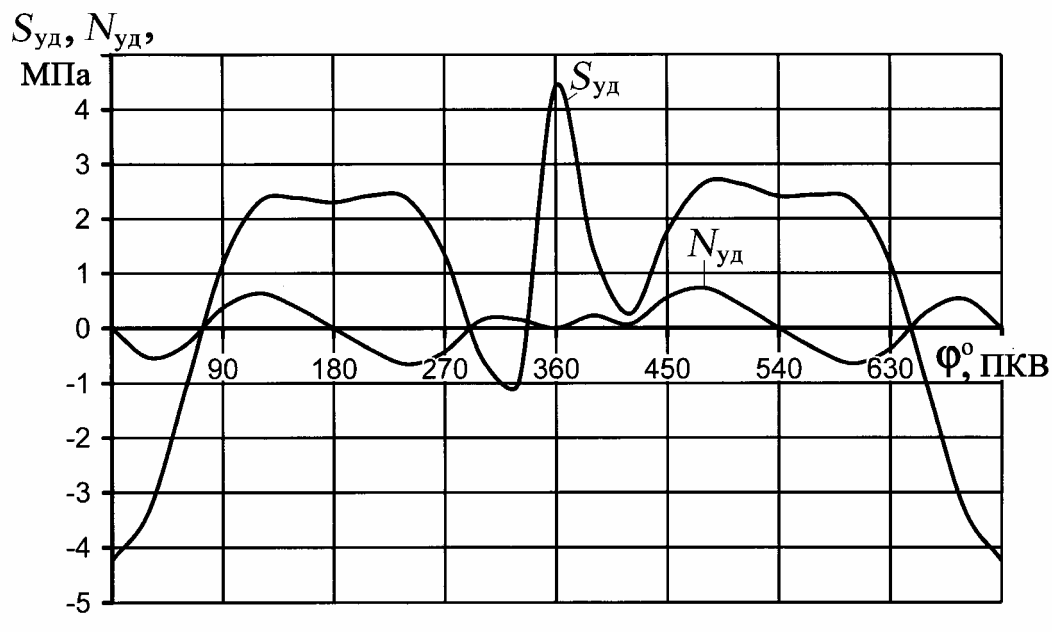


Рис. 43. Графики удельных сил  $p'_r$ ,  $p'_j$  и  $p'_s$  проектируемого дизеля по углу поворота коленчатого вала на режиме максимальной мощности

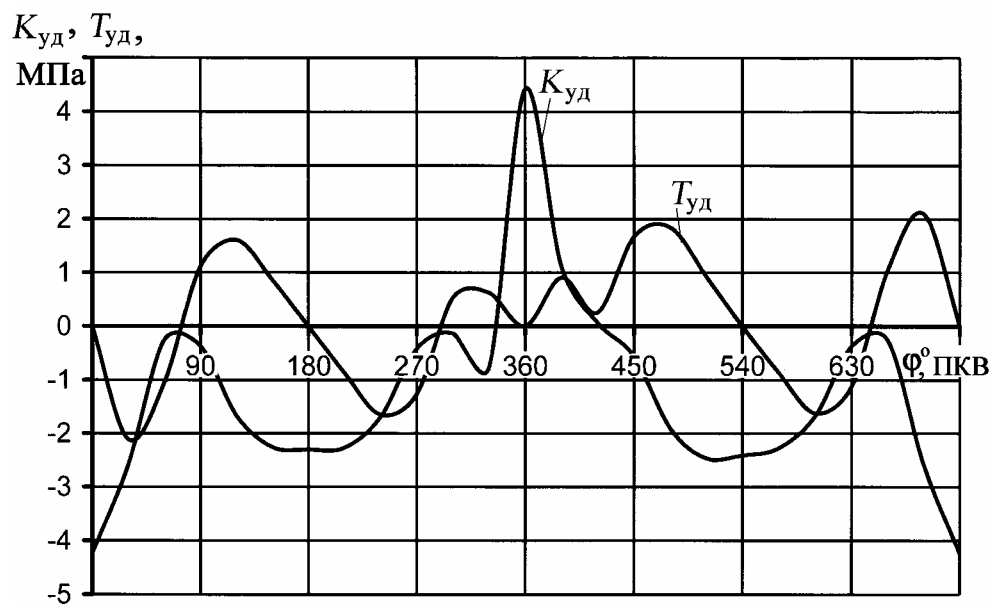
Удельные силы  $N_{\text{уд}} = N/F_\pi$ ,  $S_{\text{уд}} = S/F_\pi$ ,  $K_{\text{уд}} = K/F_\pi$  и  $T_{\text{уд}} = T/F_\pi$  можно определить аналитическим методом по формулам (34а) – (37а) или по разработанной программе *Dinn*. В прил. 4 приведены значения этих удельных сил, а на рис. 44 и 45 – графики изменения  $N_{\text{уд}}$ ,  $S_{\text{уд}}$ ,  $K_{\text{уд}}$  и  $T_{\text{уд}}$  по углу поворота коленчатого вала.

**Крутящие моменты.** Крутящий момент одного цилиндра равен

$$M_{1ц} = Tr = T \cdot 0,047 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$



**Рис. 44.** Графики удельных сил  $N_{уд}$  и  $S_{уд}$  проектируемого дизеля по углу поворота коленчатого вала на режиме максимальной мощности



**Рис. 45.** Графики удельных сил  $K_{уд}$  и  $T_{уд}$  проектируемого дизеля по углу поворота коленчатого вала на режиме максимальной мощности

Изменение крутящего момента одного цилиндра в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  выражает кривая  $T_{уд}$ , но в масштабе

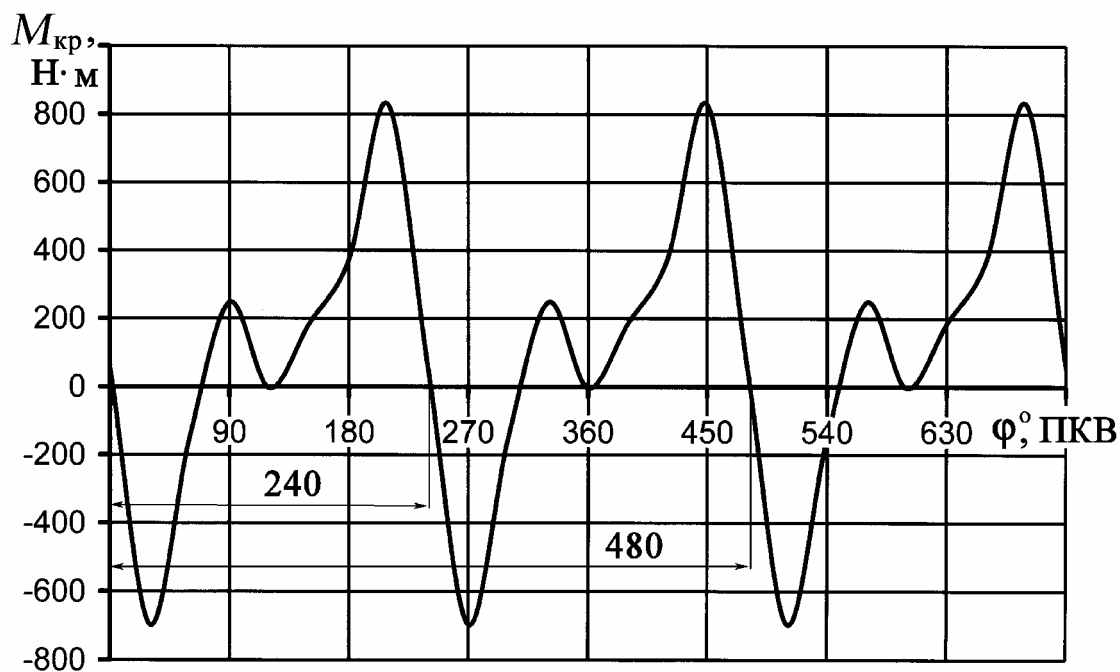
$$M_{кр} = T_{уд} r F_{\Pi} = 0,047 \cdot 0,006082 \cdot T_{уд} = 0,22858 \cdot 10^{-3} T_{уд}.$$

Период изменения крутящего момента четырехтактного однорядного трехцилиндрового дизеля с равными интервалами между вспышками

$$\theta = 720/i = 720/3 = 240^\circ.$$

Суммирование значений крутящих моментов  $M_{кр} = \sum_{i=1}^{i=3} M_{iц}$  всех трех

цилиндров дизеля с порядком работы 1 – 2 – 3 производится табличным методом. В прил. 4, табл. П2 приведены значения крутящих моментов  $M_{iц}$  и индикаторный крутящий момент дизеля  $M_{кр}$  по углу поворота коленчатого вала (суммирование производится по строкам). На рис. 46 приведен график индикаторного крутящего момента.



**Рис. 46.** График индикаторного крутящего момента  $M_{кр}$  проектируемого дизеля по углу поворота коленчатого вала на режиме максимальной мощности

Средний крутящий момент дизеля:

по данным расчета цикла 153,05 Н·м (прил. 1);

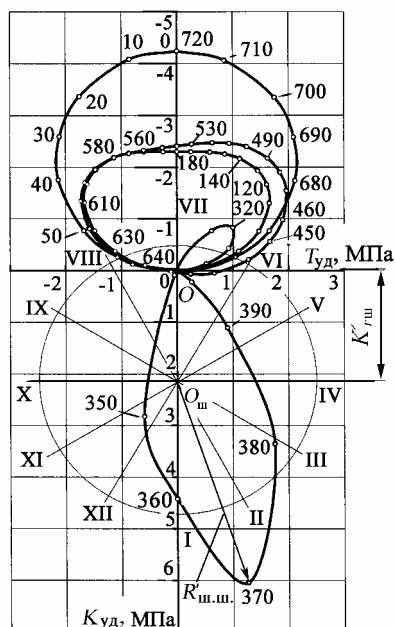
по данным динамического расчета 149,1 Н·м.

Погрешность вычисления составляет:

$$\Delta = [(153,05 - 149,1)/153,05] \cdot 100\% = 2,6\%.$$

Максимальное и минимальное значения крутящего момента дизеля (рис. 46, табл. ПЗ) равно:  $M_{кр. max} = 829 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_{кр. min} = -697 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

**Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала.** Полярную диаграмму силы  $S$  (рис. 47), действующей на шатунную шейку, строят графическим сложением векторов сил  $K_{уд}$  и  $T_{уд}$  (см. прил. 4, табл.



**Рис. 47. Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку дизеля**

П1). Силы  $K$  и  $T$  откладывают из начала координат  $O$  (рис. 47). Действительная нагрузка на шатунную шейку определяется как векторная сумма сил

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

где  $K_{rш.ш.} = m_2 r \omega^2$ .

Так как на рис. 47 построена полярная диаграмма в удельных силах  $K_{уд}$  и  $T_{уд}$ , удельная сила  $K'_{rш.ш.} = K_{rш.ш.} / F_{п.ш.}$ :

$$K'_{rш.ш.} = \left[ (1,269 \cdot 0,047 \cdot 460,53^2) / 0,006082 \right] \cdot 10^{-6} = 2,08 \text{ МПа}.$$

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

В прил. 3, табл. ПЗ приведены расчетные значения силы  $R'_{ш.ш.}$  для различных

значений  $\varphi^\circ$  ПКВ, вычисленные по программе *DINN*, а на рис. 48 в прямоугольных координатах построена развернутая диаграмма удельной силы, на основании которой определяют максимальную и минимальную нагрузку на шатунную шейку:  $R_{ш.ш. max} = 6,33 \cdot 10^6 \cdot 0,006082 \cdot 10^{-3} = 38,5 \text{ кН}$ ;

$$R_{ш.ш. min} = 1,256 \cdot 10^6 \cdot 0,006082 \cdot 10^{-3} = 7,64 \text{ кН}.$$

Развернутая диаграмма  $R'_{ш.ш.}$  позволяет найти среднее значение удельной силы  $R'_{ш.ш. ср.}$ . После расчета по программе *DINN* в файле *уу.с* приводятся значения этих величин.

По полярной диаграмме (см. рис. 47) строят диаграмму износа шатунной шейки. Сумму сил  $R'_{ш.ш. i}$ , действующих по направлению каждого луча (от I до XII) диаграммы, заносятся в табл. 12. Найденные для каждого луча суммы  $R'_{\sum i} = \sum (R'_{ш.ш. \varphi})_i$ , откладывают в выбранном масштабе от окружности к центру. Концы отрезков соединяют плавной кривой, характеризующей износ шейки (рис. 49).

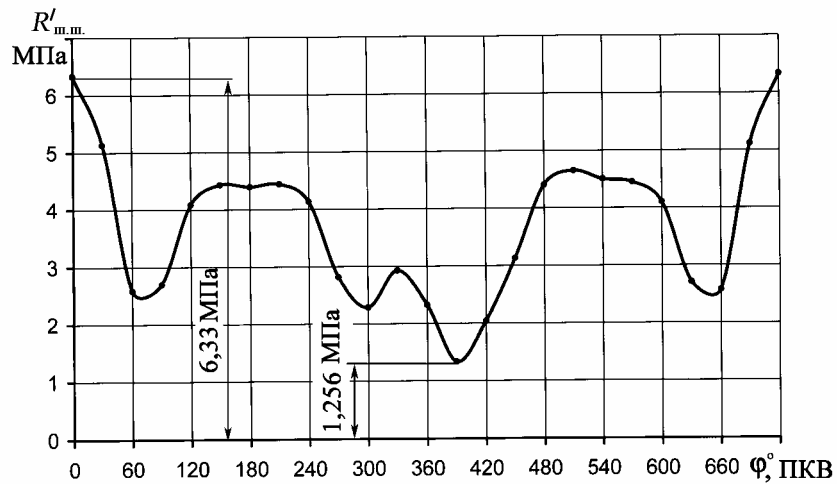


Рис. 48. Диаграмма удельной нагрузки на шатунную шейку дизеля в прямоугольных координатах

Таблица 12

Значения силы  $R'_{ш.ш.}$  по лучам

$\phi^\circ$ , ПКВ	$R'_{ш.ш.}$ , МПа.											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
0	1,97	1,97	1,97								1,97	1,97
30	1,64	1,64	1,64									1,64
60	0,91	0,91	0,91									0,91
90	0,84	0,84									0,84	0,84
120	1,27	1,27									1,27	1,27
150	1,44	1,44									1,44	1,44
180	1,86	1,86	1,86								1,86	1,86
210	1,44	1,44	1,44									1,44
240	1,3	1,3	1,3									1,3
270	0,91	0,91	0,91	0,91								0,91
300	0,71	0,71	0,71									0,71
330	0,49	0,49	0,49	0,49								
360					5,9	5,9	5,9	5,9	5,9			
390							1,6	1,6	1,6	1,6		
420									0,83	0,83	0,83	0,83
450	1,19									1,19	1,19	1,19
480	1,55	1,55									1,55	1,55
510	1,64	1,64									1,64	1,64
540	1,57	1,57	1,57								1,57	1,57
570	1,46	1,46	1,46									1,46
600	1,29	1,29	1,29									1,29
630	0,86	0,86	0,86									0,86
660	0,89	0,89									0,89	0,89
690	1,62	1,62									1,62	1,62
$\Sigma R'_{ш.ш.}$	26,9	25,7	16,4	1,40	5,90	5,90	7,50	7,50	8,33	3,62	16,7	27,2

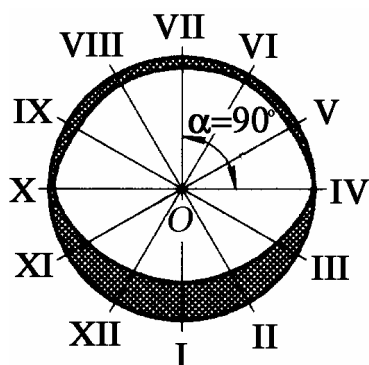


Рис. 49. Условная диаграмма износа шатунной шейки

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 (рис. 49) канал для подвода масла к шатунному подшипнику должен располагаться под углом  $\alpha = 90^\circ$  от вертикальной оси. Как уже отмечалось, условная диаграмма износа учитывает только величину приложенных усилий и не учитывает, например, влияние смазочного материала и т.д.

**Силы, действующие на коренные шейки.** Проекции удельных сил, действующих на третью коренную шейку коленчатого вала, приведены в прил. 4, табл. ПЗ. По эти данным на рис. 50 построена полярная диаграмма нагрузок, которая показывает изменение суммарной силы  $R'_{к.ш.}$ , действующей на третью коренную шейку, в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi^\circ$ . Как известно, эти силы ориентированы относительно первого кривошипа.

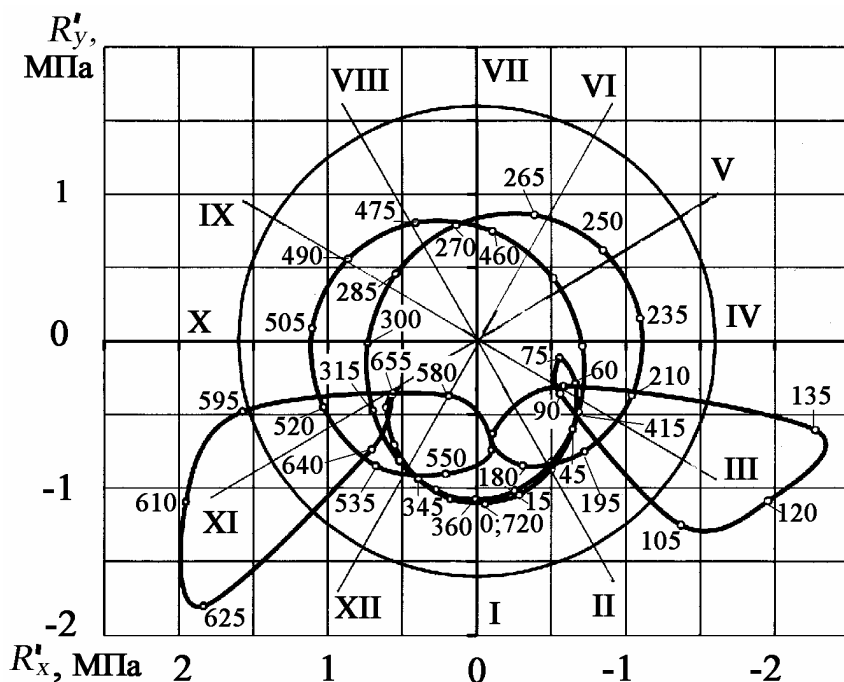


Рис. 50. Полярная диаграмма нагрузки на третью коренную шейку дизеля

Следует обратить внимание на построение диаграммы на рис. 50, для которой выбрана следующая система координат: положительное направление оси  $x$  – справа налево, а ось  $y$  – вертикальная. По полярной диаграмме (см. рис. 50) строят условную диаграмму износа коренной шейки. Сумму сил  $R'_{к.ш.i}$ , действующих по направлению каждого луча (от I до XII)

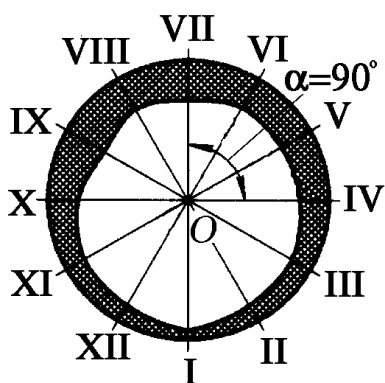


Рис. 51. Условная диаграмма износа третьей коренной шейки

диаграммы, заносятся в табл., аналогичной табл. 12 (а данном расчете не приводится). Найденные для каждого луча суммы  $R'_{\Sigma i} = \Sigma(R'_{к.ш.ф})_i$ , откладывают в выбранном масштабе от окружности к центру. Концы отрезков соединяют плавной кривой, характеризующей износ шейки (рис. 51).

Суммарная сила, действующая на коренную шейку, определяется по известным ее проекциям на координатные оси  $R'_x$  и

$R'_y$  (см. прил. 3, табл. 3):

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

После расчета значений удельных сил по углу поворота коленчатого вала на рис. 52 построена в прямоугольных координатах их развернутая диаграмма  $R'_{к.ш.}$ , на основании которой определяют максимальную (при  $\varphi = 130^\circ$ ) и минимальную (при  $\varphi = 570^\circ$ ) нагрузку на третью коренную шейку:

$$R_{к.ш. \max} = 2,596 \cdot 10^6 \cdot 0,006082 \cdot 10^{-3} = 15,79 \text{ кН};$$

$$R_{к.ш. \min} = 0,415 \cdot 10^6 \cdot 0,006082 \cdot 10^{-3} = 2,524 \text{ кН}.$$

После расчета по программе *DINN* в файле *уу.с* приводятся удельные силы максимальные, минимальные и среднее значение этих величин.

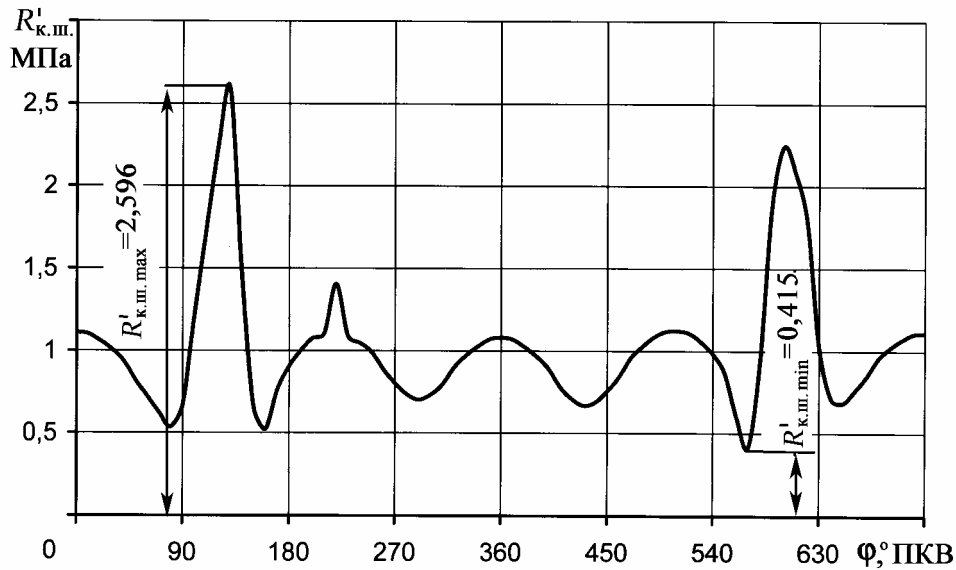


Рис. 52. Диаграмма удельной нагрузки на коренную шейку дизеля в прямоугольных координатах

**Набегающие моменты на коренные 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 трехцилиндрового дизеля находим из прил. 4, табл. П2, П5 и П6: набегающий момент на вторую коренную шейку равен моменту первого цилиндра  $M_{к.ш.2} = M_{1ц}$ ;

набегающий момент на третью коренную шейку равен сумме моментов второго цилиндра и  $M_{к.ш.2}$   $M_{к.ш.3} = M_{2ц} + M_{к.ш.2}$ ;

набегающий момент на четвертую коренную шейку равен сумме моментов третьего цилиндра и  $M_{к.ш.3}$   $M_{к.ш.4} = M_{3ц} + M_{к.ш.3}$ ;

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

набегающий момент на вторую шатунную шейку равен сумме моментов  $0,5M_{2ц} + M_{к.ш.2}$ ;

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

На рис. 53 и 54 построены графики набегающих моментов на коренные и шатунные шейки проектируемого трехцилиндрового дизеля.

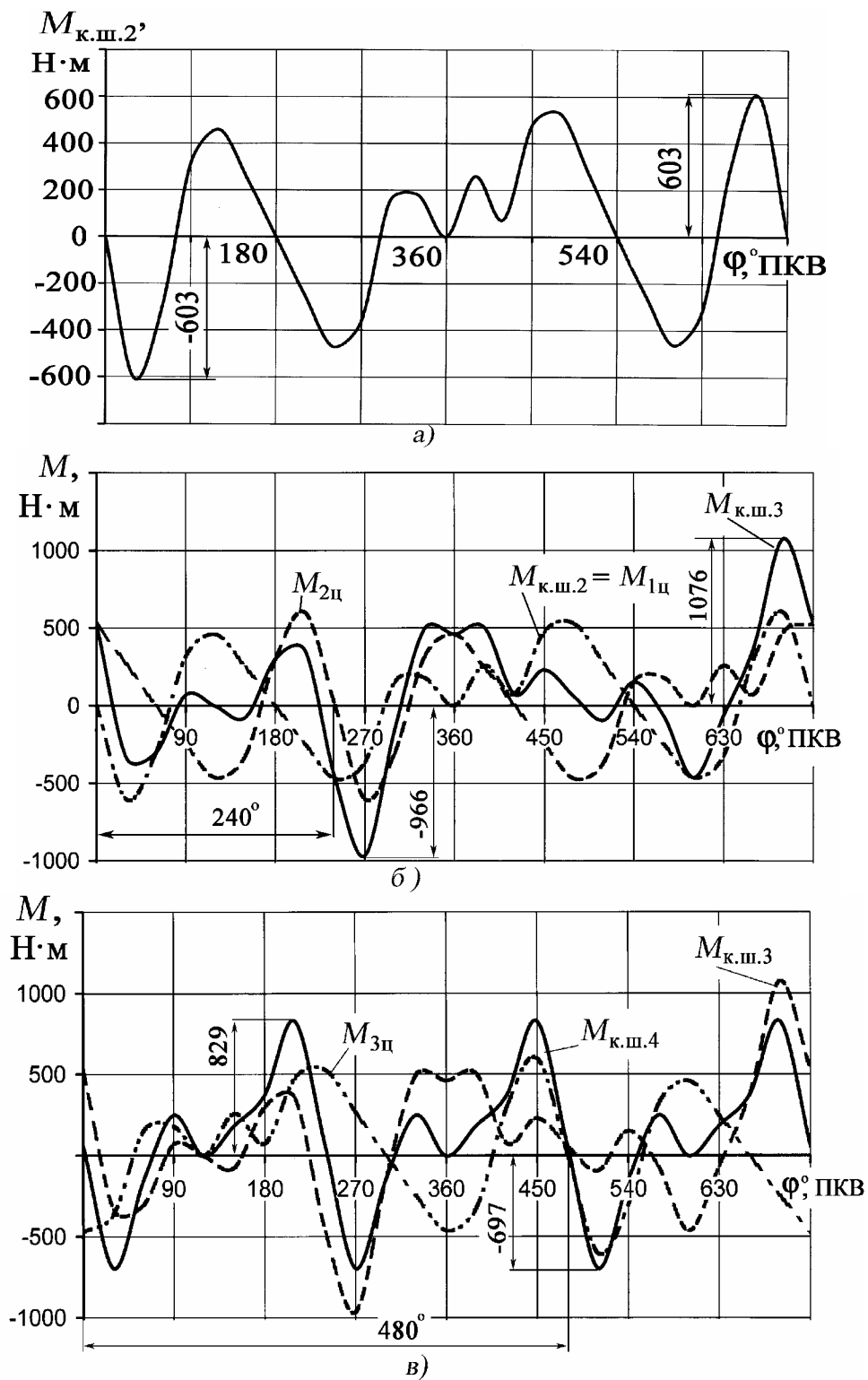


Рис. 53. Кривые набегающих моментов на вторую (а), третью (б) и четвертую (в) коренные шейки коленчатого вала дизеля

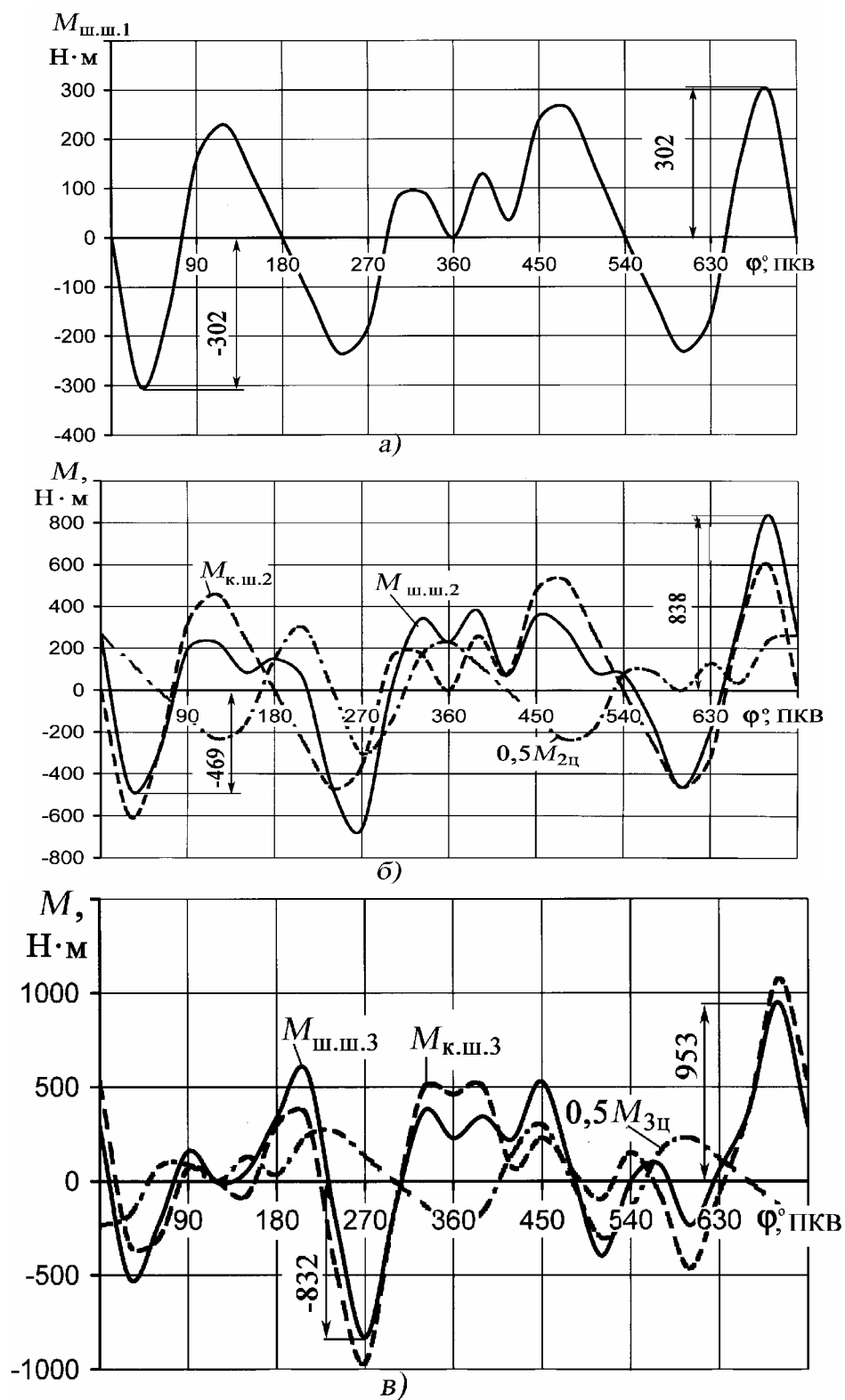


Рис. 54. Кривые набегающих моментов на первую (а), вторую (б) и третью (в) шатунные шейки коленчатого вала дизеля

Как следует из графиков, наибольший размах крутящего момента приходится на третью коренную шейку:  $M_{\max} = 1076 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_{\min} = -966 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а также на третью шатунную:  $M_{\max} = 953 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_{\min} = -832 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

### **Заключение**

В учебном пособии изложены методики расчета кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя.

Для лучшего освоения излагаемого материала в пособии приводятся вопросы для самопроверки, а также полный расчет трехцилиндрового двигателя.

При работе над курсовым и дипломными проектами расчеты рекомендуется проводить по описанным в пособии программам или на ПЭВМ с помощью программы Microsoft Excel.

Материал, изложенный в пособии, окажет несомненную помощь студентам как дневного, так и заочного обучения.

Авто будет признателен за замечания и предложения по дальнейшему улучшению излагаемых в пособии разделов, которые следует направлять по адресу:

600000, г. Владимир, ул. Горького, 87, кафедра ДВС,

E-mail: [hotz@vpti.vladimir.ru](mailto:hotz@vpti.vladimir.ru); [hotz@mail.ru](mailto:hotz@mail.ru).

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

Пример заполнения исходных данных

Радиус кривошипа $R$ , м. ....	0.047
Диаметр цилиндра $D$ , м. ....	0.088
Частота вращения вала $N$ , мин <sup>-1</sup> .....	4400
Степень сжатия $E$ . ....	18
Количество цилиндров $KC$ . ....	3
Длина шатуна $L$ , м. ....	0.148
Давление впуска $p_a$ , МПа. ....	0.165
Максимальное давление цикла $p_z$ , МПа. ....	10,5
Давление остаточных газов $P_R$ , МПа. ....	0.182
Показатель политропы сжатия $n_1$ . ....	1.368
Показатель политропы расширения $n_2$ . ....	1.288
Степень предварительного расширения $SR$ . ....	1.69
Механический КПД $KPD$ . ....	0.79
Масса поступательно движущихся деталей $VJ_1$ , кг. ....	2.0
Масса шатуна, отнесенная к кривошипу $VJ_2$ , кг. ....	1.269
Угол опережения впрыска $UOV$ , град. ....	15
Период задержки воспламенения $UZV$ , град. ....	13
Начало процесса впуска $VPN$ , град. ....	20
Конец процесса впуска $VPN$ , град. ....	50
Начало процесса выпуска $VIPN$ , град. ....	50
Конец процесса выпуска $VIPN$ , град. ....	20
Угловые смещения начала рабочего хода в цилиндрах. . .	0 240 480
Диаметр шатунной шейки $DH$ , мм. ....	56
Длина рабочей части шатунной шейки $DLH$ , мм. ....	28
Количество коренных шеек $KKH$ . ....	4

Номер шеки	Приведенные массы щеки $VJC$ , кг	Приведенные массы про- тивовесов $VJP$ , кг	Угол наклона проти- вовесов $UN$ , град
1	0.245	0.9	0
2	0.245	0.9	0
2	0.245	0.9	0
4	0.245	0.9	0
5	0.245	0.9	0
6	0.245	0.9	0

Приведенная масса шатунной шейки $VJH$ , кг. ....	0.425
Приведенные массы внешних противовесов $UV$ , кг: 1-го и 2-го .....	0.426 0.426
Угол наклона внешних противовесов $UV$ , град. ....	210

Номер коренной шейки	Рабочая длина коренной шейки $DLK$ , мм
1	32.0
2	32.0
3	32.0
4	32.0

Диаметр коренных шеек $DK$ , мм. ....	64
$ktr$ .....	100
Плечи $PL_1$ и $PL_2$ .....	130 80

Плечи $l$ :					
32.0	32.0	0.0	0.0	32.0	32.0
32.0	32.0	0.0	0.0	32.0	32.0
32.0	32.0	0.0	0.0	32.0	32.0

Угловые смещения колен, град. ....	0 120 240
------------------------------------	-----------

## Приложение 2

### РАСЧЕТ ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ

И С Х О Д Н Ы Е   П А Р А М Е Т Р Ы		ИНДИКАТОРНАЯ   ДИАГРАММА				
КОД РАСЧЕТА: цикла-0; цикла + нагрузки на КШМ -1..КО=0		УГОЛ	ПЕРЕМ.	ПАРАМЕТРЫ ГАЗА В ЦИЛИНД.		
АТМОСФЕРНОЕ ДАВЛЕНИЕ, МПА.....PO= 0.100		ПКВ	ПОРШНЯ	ОБЪЕМ	ДАВЛЕНИЕ	ТЕМПЕР.
ТЕМПЕРАТУРА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ,С.....TO= 298.0		ГРАД.	ММ	ДМЗ	МПа	К
ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ДИЗЕЛЯ,КВТ.....BNE= 0.0						
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА,МИН-1.....OV= 4400.		180	94.00	0.6053	0.1645	332.2
ЧИСЛО ЦИЛИНДРОВ.....KC= 3		190	93.51	0.6024	0.1655	332.8
СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ.....SG= 18.0		200	92.04	0.5934	0.1475	334.7
ДИАМЕТР ЦИЛИНДРА,ММ.....DI= 88.0		210	89.58	0.5785	0.1678	337.8
ХОД ПОРШНЯ,ММ.....SI= 94.0		220	86.12	0.5574	0.1847	342.5
ДЕЗАКСАЖ.....DEZ=0.000		230	81.65	0.5302	0.1991	348.8
ОТНОШЕНИЕ S/D.....SD= 1.068		240	76.20	0.4971	0.2160	357.2
ОТНОШЕНИЕ РАДИУСА КРИВОШИПА К ДЛИНЕ ШАТУНА.....ORL=0.317		250	69.81	0.4582	0.2391	368.1
КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА.....AL= 1.450		260	62.57	0.4142	0.2815	382.1
МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД.....ETM=0.790		270	54.65	0.3660	0.2285	399.9
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ НАДДУВЕ.....PIK= 1.750		280	46.25	0.3660	0.3951	422.6
МАКСИМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ЦИКЛА,МПА.....PZ= 10.50		290	37.66	0.2627	0.5499	451.9
ПРИРАЩЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СВ. ЗАРЯДА ПРИ НАПОЛНЕНИИ.....DT= 11.0		300	29.20	0.2112	0.6963	489.6
ТЕМПЕРАТУРА ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ,К.....TR= 840.0		310	21.23	0.1628	0.9572	539.0
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....C1=0.87		320	14.11	0.1194	1.5927	604.1
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....C2=1.10		330	8.17	0.0833	2.4845	689.7
КОЭФФИЦИЕНТ ДОЗАРЯДКИ.....DOZ=1.05		340	3.71	0.0562	3.9376	797.5
КОЭФФИЦИЕНТ ОЧИСТКИ.....FTO=0.95		350	0.94	0.0393	6.0450	909.4
КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ.....FID=0.91		360	0.00	0.0336	7.4937	963.5
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ 'Z'.....CIZ=0.84		361	0.01	0.0337	10.5000	1319.2
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ 'B'.....CIB=0.85		362	0.04	0.0339	10.5000	1325.9
ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ОНВ, МПА.....DPX=0.0100		363	0.08	0.0341	10.5000	1337.1
ПОНИЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ОНВ,С.....DTX= 65.0		364	0.15	0.0345	10.5000	1352.8
КПД: НАГНЕТАТЕЛЯ .....SK=0.720		365	0.23	0.0351	10.5000	1372.9
ТУРБИНЫ.....ST=0.700		366	0.34	0.0357	10.5000	1397.5
		367	0.46	0.0364	10.5000	1426.6
		368	0.60	0.0373	10.5000	1460.1
		369	0.76	0.0383	10.5000	1498.0
		370	0.94	0.0393	10.5000	1540.3
ДАВЛЕНИЕ НАДДУВА (НА ВПУСКЕ) РК, МПа.....=0.1650		371	1.13	0.0405	10.5000	1587.0
ТЕМПЕРАТУРА НА ВПУСКЕ ТК, К .....= 304.8		372	1.35	0.0418	10.5000	1638.0
ПЛОЩАДЬ ПОРШНЯ, ДМ2.....= 0.6082		373	1.58	0.0432	10.5000	1693.4
РАВОЧИЙ ОБЪЕМ ЦИЛИНДРА, ДМЗ.....= 0.5717		374	1.83	0.0448	10.5000	1753.1
КОЭФФИЦИЕНТ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....= 0.026		375	2.10	0.0464	10.5000	1817.0
КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ.....= 0.868		376	2.39	0.0481	10.5000	1885.2
НАЧАЛО СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= 0.1436		377	2.69	0.0500	10.5000	1957.6
ТЕМПЕРАТУРА, К.....= 329.9		378	3.01	0.0519	10.5000	2034.2
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТИЯ.....= 1.368		379	3.35	0.0540	10.5000	2114.9
КОНЕЦ СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= 7.4937		380	3.71	0.0562	10.5000	2199.7
ТЕМПЕРАТУРА, К.....= 963.5		390	8.17	0.0833	4.7761	2010.8
ТЕМПЕРАТУРА СГОРАНИЯ, К.....= 2199.7		400	14.10	0.1194	3.2036	1852.6
СТЕПЕНЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСШИРЕНИЯ.....= 1.699		410	21.22	0.1627	2.8452	1726.5
СТЕПЕНЬ ПОСЛЕДУЮЩЕГО РАСШИРЕНИЯ.....= 10.596		420	29.19	0.2112	1.9867	1627.0
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ РАСШИРЕНИЯ.....= 1.228		430	37.65	0.2626	1.1480	1548.1
КОНЕЦ РАСШИРЕНИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= 0.5670		440	46.24	0.3149	0.8649	1485.5
ТЕМПЕРАТУРА, К.....= 1280.0		450	54.64	0.3660	1.0517	1435.5
ИНДИКАТОРНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= 1.4200		460	62.57	0.4142	0.6275	1395.6
МОЩНОСТЬ, кВт.....= 89.3		470	69.80	0.4582	0.5342	1363.9
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт.ч).....= 197.9		480	76.19	0.4970	0.4892	1338.8
К.П.Д. ....=0.428		490	81.64	0.5302	0.4572	1319.2
ЭФФЕКТИВНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= 1.1218		500	86.11	0.5574	0.4162	1304.3
МОЩНОСТЬ, кВт.....= 70.5		510	89.57	0.5784	0.3895	1293.3
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт.ч).....= 250.5		520	92.04	0.5934	0.3581	1285.8
К.П.Д. ....= .338		530	93.51	0.6024	0.3064	1281.5
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, Н.м.....= 153.05		540	94.00	0.6053	0.2730	1280.0
СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПОРШНЯ, м/с.....= 13.79						
ЧАСОВОЙ РАСХОД ТОПЛИВА, кг/ч.....= 17.66						
ЧАСОВОЙ РАСХОД ВОЗДУХА, кг/ч.....= 370.36						
РАСХОД ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ КОМПРЕССОР,КГ/С.....= 0.1029						
МОЩНОСТЬ НА ПРИВОД КОМПРЕССОРА,КВТ.....=0.97						
РАСХОД ГАЗОВ ЧЕРЕЗ ТУРБИНУ,КГ/С.....=0.1057						
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОВ ПЕРЕД ТУРБИНОЙ, МПа.....=0.1815						
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОВ ПЕРЕД ТУРБИНОЙ, К.....=1002.9						
Stop - Program terminated.						

# Приложение 3

## Таблица П1

Перемещение, скорость и ускорение поршня проектируемого дизеля

$\varphi^\circ$ , ПКВ	$s_{п1} \cdot 10^{-3}$ , м	$s_{п2} \cdot 10^{-3}$ , м	$s_{п3} \cdot 10^{-3}$ , м	$v_{п1}$ , м/с	$v_{п2}$ , м/с	$v_{п3}$ , м/с	$j_{п1}$ , м/с <sup>2</sup>	$j_{п2}$ , м/с <sup>2</sup>	$j_{п3}$ , м/с <sup>2</sup>
0	0	0	0	0	0	0	9968	3160	13128
10	0,714	0,225	0,939	3,76	1,17	4,93	9817	2969	12786
20	2,834	0,871	3,706	7,40	2,21	9,61	9367	2421	11788
30	6,297	1,862	8,159	10,82	2,97	13,79	8633	1580	10213
40	10,996	3,078	14,074	13,91	3,38	17,29	7636	549	8185
50	16,789	4,372	21,161	16,58	3,38	19,96	6407	-549	5859
60	23,5	5,587	29,0887	18,75	2,97	21,72	4984	-1580	3404
70	30,925	6,578	37,503	20,34	2,21	22,55	3409	-2421	989
80	38,839	7,225	46,063	21,32	1,17	22,49	1731	-2969	-1238
90	47	7,45	54,45	21,64	0	21,64	0	-3160	-3160
100	55,161	7,225	62,386	21,32	-1,17	20,15	-1731	-2969	-4700
110	63,075	6,578	69,653	20,34	-2,21	18,13	-3409	-2421	-5830
120	70,5	5,587	76,087	18,75	-2,97	15,78	-4984	-1580	-6564
130	77,211	4,372	81,583	16,58	-3,38	13,20	-6407	-549	-6956
140	83,004	3,078	86,082	13,91	-3,38	10,53	-7636	549	-7087
150	87,703	1,862	89,566	10,82	-2,97	7,85	-8633--	1580	-7053
160	91,166	0,871	92,037	7,40	-2,21	5,19	-9367	2421	-6946
170	93,286	0,225	93,511	3,76	-1,17	2,59	-9817	2969	-6847
180	94	0	94	0	0	0	-9968	3160	-6808
190	93,286	0,225	93,511	-3,76	1,17	-2,59	-9817	2969	-6847
200	91,166	0,871	92,037	-7,40	2,21	-5,19	-9367	2421	-6946
210	87,703	1,862	89,566	-10,82	2,97	-7,85	-8633	1580	-7053
220	83,004	3,078	86,082	-13,91	3,38	-10,53	-7636	549	-7087
230	77,211	4,372	81,583	-16,58	3,38	-13,20	-6407	-549	-6956
240	70,5	5,587	76,087	-18,75	2,97	-15,78	-4984	-1580	-6564
250	63,075	6,578	69,653	-20,34	2,21	-18,13	-3409	-2421	-5830
260	55,161	7,225	62,386	-21,32	1,17	-20,15	-1731	-2969	-4700
270	47	7,45	54,45	-21,64	0	-21,64	0	-3160	-3160
280	38,839	7,225	46,063	-21,32	-1,17	-22,49	1731	-2969	-1238
290	30,925	6,578	37,503	-20,34	-2,21	-22,55	3409	-2421	989
300	23,5	5,587	29,087	-18,75	-2,97	-21,72	4984	-1580	3404
310	16,789	4,372	21,161	-16,58	-3,38	-19,96	6407	-549	5859
320	10,996	3,078	14,074	-13,91	-3,38	-17,29	7636	549	8185
330	6,297	1,862	8,159	-10,82	-2,97	-13,79	8633	1580	10213
340	2,834	0,871	3,706	-7,40	-2,21	-9,61	9367	2421	11788
350	0,714	0,225	0,939	-3,76	-1,17	-4,93	9817	2969	12786
360	0	0	0	0	0	0	9968	3160	13128

Таблица П2

Угловое перемещение, угловая скорость качания и угловое ускорение качания шатуна

$\varphi^\circ$ , ПКВ	$\beta$ , рад	$\omega_{ш}, c^{-1}$ (1)	$\omega_{ш}, c^{-1}$ (2)	$\varepsilon_{ш}, c^{-2}$ (1)	$\varepsilon_{ш}, c^{-2}$ (2)
0	0	145,99	145,99	0	0
10	0,5507	143,99	143,77	-11675	-10549
20	0,1086	137,99	137,18	-22995	-21054
30	0,1592	128,05	126,43	-33616	-31414
40	0,2052	114,23	111,83	-43216	-41426
50	0,2453	96,73	93,84	-51503	-50749
60	0,2781	75,91	72,99	-58225	-58906
70	0,3025	52,31	49,93	-63177	-65328
80	0,3175	26,68	25,35	-66211	-69460
90	0,3226	0	0	-67232	-70888
100	0,3175	-26,68	-25,35	-66211	-69460
110	0,3025	-52,31	-49,93	-63177	-65328
120	0,2781	-75,91	-72,99	-58225	-58906
130	0,2453	-96,73	-93,84	-51503	-50749
140	0,2052	-114,23	-111,83	-43216	-41426
150	0,1592	-128,05	-126,43	-33616	-31414
160	0,1086	-137,99	-137,18	-22995	-21054
170	0,0551	-143,99	-143,77	-11675	-10549
180	0	-145,99	-145,99	0	0
190	-0,0551	-143,99	-143,77	11675	10549
200	-0,1086	-137,99	-137,18	22995	21054
210	-0,1592	-128,05	-126,43	33616	31414
220	-0,2052	-114,23	-111,83	43216	41426
230	-0,2453	-96,73	-93,84	51503	50749
240	-0,2781	-75,91	-72,99	58225	58906
250	-0,3025	-52,31	-49,93	63177	65328
260	-0,3175	-26,68	-25,35	66210	69460
270	-0,3226	0	0	67232	70888
280	-0,3175	26,68	25,35	66211	69460
290	-0,3025	52,31	49,93	63177	65328
300	-0,2781	75,91	72,99	58225	58906
310	-0,2453	96,73	93,84	51503	50749
320	-0,2052	114,23	111,83	43216	41426
330	-0,1592	128,05	126,43	33616	31414
340	-0,1086	137,99	137,18	22995	21054
350	-0,0551	143,99	143,77	11675	10549
360	0	145,99	145,99	0	0

## Приложение 4

### Таблица П1

Удельные силы и крутящий момент, действующие в КШМ одного цилиндра

$\varphi^\circ$ , ПКВ	$P_\Gamma$ , МПа	$P_j$ , МПа	$P_s$ , МПа	$N_{уд}$ , МПаф	$S_{уд}$ , МПа	$T_{уд}$ , МПа	$K_{уд}$ , МПа	$M_{кр}$ , Н·м
0	0,082	-4,323	-4,242	-4,242	0,000	0,001	-4,242	0
30	0,065	-3,363	-3,298	-0,530	-3,340	-2,108	-2,591	-603
60	0,065	-1,120	-1,055	-0,302	-1,097	-1,064	-0,266	-304
90	0,065	1,042	1,107	0,371	1,167	1,107	-0,371	316
120	0,065	2,162	2,227	0,637	2,316	1,610	-1,665	460
150	0,065	2,321	2,386	0,384	2,416	0,861	-2,258	246
180	0,065	2,239	2,304	0,000	2,304	0,000	-2,304	0
210	0,076	2,321	2,396	-0,385	2,427	-0,864	-2,268	-247
240	0,116	2,162	2,278	-0,652	2,369	-1,647	-1,703	-471
270	0,228	1,042	1,271	-0,426	1,340	-1,271	-0,426	-363
300	0,596	-1,119	-0,523	0,150	-0,544	0,528	0,132	151
330	2,385	-3,362	-0,977	0,157	-0,990	0,625	-0,768	179
360	8,741	-4,323	4,417	0,000	4,417	0,000	4,417	0
390	4,776	-3,363	1,413	0,227	1,432	0,903	1,111	258
420	1,372	-1,120	0,251	0,072	0,261	0,254	0,063	73
450	0,625	1,042	1,666	0,558	1,757	1,666	-0,558	476
480	0,389	2,161	2,550	0,730	2,652	1,844	-1,907	527
510	0,283	2,321	2,603	0,419	2,637	0,939	-2,464	269
540	0,173	2,239	2,412	0,000	2,412	0,000	-2,412	0
570	0,082	2,321	2,402	-0,386	2,433	-0,866	-2,274	-248
600	0,082	2,162	2,243	-0,642	2,333	-1,622	-1,678	-464
630	0,082	1,043	1,124	-0,376	1,185	-1,124	-0,377	-321
660	0,082	-1,119	-1,037	-0,261	0,297	-0,261	1,047	299
690	0,082	-3,362	-3,280	0,528	-3,323	2,098	-2,577	600
720	0,082	-4,323	-4,242	0,000	-4,242	0,000	-4,242	0

Примечание.  $p'_\Gamma = P_\Gamma / F_\Pi$ ;  $p'_j = P_j / F_\Pi$ ;  $p'_s = P_s / F_\Pi$ ;  $N_{уд} = N / F_\Pi$ ;  $S_{уд} = S / F_\Pi$ ;  $K_{уд} = K / F_\Pi$ ;  $T_{уд} = T / F_\Pi$ .

Таблица П2

Крутящий момент каждого цилиндра и суммарный момент дизеля

$\varphi^\circ$ , ПКВ	$M_{1ц}$ , Н·м	$M_{2ц}$ , Н·м	$M_{3ц}$ , Н·м	$M_{кр} = \sum_{i=1}^{i=3} M_{iц}$ , Н·м
0	<b>0</b>	527	-471	56
30	<b>-603</b>	269	-363	-697
60	-304	0	151	-153
90	316	-248	179	247
120	460	-464	0	-4
150	246	-321	258	183
180	0	299	73	372
210	-247	600	476	829
240	-471	<b>0</b>	527	56
270	-363	<b>-603</b>	269	-697
300	151	-304	0	-153
330	179	316	-248	247
360	0	460	-464	-4
390	258	246	-321	183
420	73	0	299	372
450	476	-247	600	829
480	527	-471	<b>0</b>	56
510	269	-363	<b>-603</b>	-697
540	0	151	-304	-153
570	-248	179	316	247
600	-464	0	460	-4
630	-321	258	246	183
660	299	73	0	372
690	600	476	-247	829
720	0	527	-471	56

Примечание. Порядок работы цилиндров 1 – 2 – 3.

Таблица ПЗ

Проекции удельных сил, действующих на третью коренную шейку

$\varphi^\circ$ , ПКВ	$R_x$ , МПа	$R_y$ , МПа	$\varphi^\circ$ , ПКВ	$R_x$ , МПа	$R_y$ , МПа	$\varphi^\circ$ , ПКВ	$R_x$ , МПа	$R_y$ , МПа
0	-0,056	-1,110	250	-0,592	0,797	490	1,045	0,296
10	-0,195	-1,084	260	-0,176	0,869	500	1,112	-0,132
20	-0,377	-0,991	270	0,133	0,791	510	1,029	-0,450
30	-0,499	-0,875	280	0,400	0,617	520	0,843	-0,719
40	-0,598	-0,720	290	0,645	0,277	530	0,489	-0,935
50	-0,669	-0,475	300	0,731	-0,013	540	0,206	-0,960
60	-0,663	-0,290	310	0,734	-0,300	550	-0,020	-0,863
70	-0,607	-0,153	320	0,638	-0,629	560	-0,087	-0,590
80	-0,517	-0,144	330	0,519	-0,819	570	0,185	-0,371
90	-0,558	-0,360	340	0,375	-0,955	580	0,873	-0,311
100	-0,886	-0,834	350	0,167	-1,057	590	1,739	-0,679
120	-1,955	-1,090	360	0,007	-1,080	600	1,953	-1,097
130	-2,433	-0,904	370	-0,152	-1,059	610	1,197	-1,702
140	-1,444	-0,336	380	-0,361	-0,959	620	1,197	-1,319
150	-0,582	-0,308	390	-0,506	-0,825	630	0,705	-0,739
160	-0,183	-0,489	400	-0,626	-0,638	640	0,567	-0,432
170	-0,139	-0,749	410	-0,716	-0,313	650	0,583	-0,358
180	-0,310	-0,849	420	-0,708	-0,033	660	0,605	-0,451
190	-0,555	-0,831	430	-0,619	0,250	670	0,590	-0,600
200	-0,874	-0,627	440	-0,372	0,579	680	0,500	-0,808
210	-1,042	-0,368	450	-0,107	0,747	690	0,393	-0,939
220	-1,112	-0,859	460	0,198	0,818	700	0,265	-1,034
230	-1,031	0,356	470	0,606	0,741	710	0,083	-1,101
240	-0,849	0,615	480	0,862	0,559	720	-0,056	-1,110

Таблица П5

Набегающие моменты на коренные шейки дизеля

$\varphi^\circ$ , ПКВ	$M_{к.ш.2} = M_{1ц},$ Н·м	$M_{2ц},$ Н·м	$M_{к.ш.3} =$ $= M_{к.ш.2} + M_{2ц},$ Н·м	$M_{3ц},$ Н·м	$M_{к.ш.4} =$ $= M_{к.ш.3} + M_{3ц},$ Н·м
0	0	527	527	-471	56
30	-603	269	-334	-363	-697
60	-304	0	-304	151	-153
90	316	-248	68	179	247
120	460	-464	-4	0	-4
150	246	-321	-75	258	183
180	0	299	299	73	372
210	-247	600	353	476	829
240	-471	0	-471	527	56
270	-363	-603	-966	269	-697
300	151	-304	-153	0	-153
330	179	316	495	-248	247
360	0	460	460	-464	-4
390	258	246	504	-321	183
420	73	0	73	299	372
450	476	-247	229	600	829
480	527	-471	56	0	56
510	269	-363	-94	-603	-697
540	0	151	151	-304	-153
570	-248	179	-69	316	247
600	-464	0	-464	460	-4
630	-321	258	-63	246	183
660	299	73	372	0	372
690	600	476	1076	-247	829
720	0	527	527	-471	56

Таблица П6

Набегающие моменты на шатунные шейки дизеля

$\varphi^\circ$ , ПКВ	$M_{ш.ш.1} = 0,5M_{1ц},$ Н·м	$M_{2ц},$ Н·м	$M_{ш.ш.2} =$ $= M_{к.ш.2} + 0,5M_{2ц},$ Н·м	$M_{3ц},$ Н·м	$M_{ш.ш.3} =$ $= M_{к.ш.2} + 0,5M_{3ц},$ Н·м
0	0	527	263,5	-471	291,5
30	-301,5	269	-468,5	-363	-515,5
60	-152	0	-304	151	-228,5
90	158	-248	192	179	157,5
120	230	-464	228	0	-4
150	123	-321	85,5	258	54
180	0	299	149,5	73	335,5
210	-123,5	600	53	476	591
240	-235,5	0	-471	527	-207,5
270	-181,5	-603	664,5	269	-831,5
300	75,5	-304	-1	0	-153
330	89,5	316	337	-248	371
360	0	460	230	-464	228
390	129	246	381	-321	343,5
420	36,5	0	73	299	222,5
450	238	-247	352,5	600	529
480	263,5	-471	291,5	0	56
510	134,5	-363	87,5	-603	-395,5
540	0	151	75,5	-304	-1
570	-124	179	-158,5	316	89
600	-232	0	-464	460	-234
630	-160,5	258	-192	246	60
660	149,5	73	335,5	0	372
690	300	476	838	-247	952,5
720	0	527	263,5	-471	291,5

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вырубов, Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.И. Иващенко и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
2. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык – М.: Высш. шк., 1970. – 328 с.
3. Железко, Б.Е. Основы теории и динамика автомобильных и тракторных двигателей / Б.Е. Железко – Минск: Высш. шк., 1980. – 304 с.
4. Вихерт, М.М. Конструкция и расчет автотракторных двигателей /М.М. Вихерт, Р.П. Доброгаев,М.И. Ляхов и др.; под ред. Ю.А. Степанова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.
5. Чистяков, В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания / В.К. Чистяков – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.
6. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.: под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 240 с.
7. Гоц, А. Н. Построение полярной диаграммы нагрузки на коренные шейки / А.Н. Гоц.// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – №6.– С. 16-18.
8. Гоц, А. Н. Динамический расчет двигателя и расчет удельных нагрузок на шейки коленчатого вала: метод. указания к курсовому и дипломному проектированию / А.Н. Гоц, А.М. Шарапов. – Владимир: Влад гос. ун-т, 2001. – 20 с.
9. Панов, В. В. Динамика двигателей внутреннего сгорания: метод. указания к лабораторным работам /В.В. Панов, С.Г. Драгомиров, А.Н. Гоц, А.М. Шарапов. – Владимир: Влад гос. ун-т, 2003. – 60 с.
- 10.Гоц, А. Н. Построение полярной диаграммы нагрузки на коренные шейки коленчатого вала ДВС / А.Н. Гоц.// Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VII научн.-практ. семинара. ВлГУ.– Владимир.- 1999. – С. 235-239.
- 11.Gotz, A. N. Modeling of Maximum cycle pressure based on Engine external speed performance / A.N. Gotz, S.M. Frolov. // Safety and Ecological Aspects of Vehicles: Papers of International Automotive Conference. Zakopane, Poland. – 2004.– P. 278-285.

12. Gotz, A. N. Modeling of Power and torque curves of diesel on design state // A.N. Gotz, S.M. Frolov. // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Доклады девета научно-техническа конференция с международно участие. Варна: Издателство ТУ. – 2004. – Т. 11. – Р. 269-274.
13. Гаврилов, А.А. Расчет циклов поршневых двигателей // А.А. Гаврилов, М.С. Игнатов. В.В. Эфрос: Учеб. пособие /Владим. гос. ун-т. Владимир, 2003. – 124 с.

Учебное издание  
Гоц Александр Николаевич  
Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма  
поршневых двигателей

Учебное пособие

Редактор А.П. Володина  
Корректор Е.В. Афанасьева  
Компьютерная верстка А.Н. Гоц

Дизайн обложки И.К. Сухарев  
ЛР № 029275. Подписано в печать  
Формат 60x84/16. Бумага для множит. техники. Гарнитура Таймс.  
Печать на ризографе. Усл. печ. л. 6,87 Уч.-изд. л. 7,56 Тираж 150 экз.

Заказ

Редакционно-издательский комплекс  
Владимирского государственного университета.  
600000, Владимир, ул. Горького, 87