

Б. Е. ЖЕЛЕЗКО

Основы теории и динамика автомобильных и тракторных двигателей

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы»

МИНСК
«ВЫШЭЙШАЯ ШКОЛА»
1980

ББК 31.365 я73
Ж 51
УДК 621.431.73(075.8)

Рецензенты: кафедра «Двигатели внутреннего сгорания» Владимирского политехнического института; В. П. Демидов, канд. техн. наук, доц., зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» Всесоюзного заочного политехнического института

Железко Б. Е.

Ж 51 Основы теории и динамика автомобильных и тракторных двигателей: [Учеб. пособие для вузов]. — Мн.: Выш. школа, 1980. — 304 с., ил.

В пер.: 90 коп.

В учебном пособии описываются теоретические циклы тепловых двигателей и излагаются процессы действительного рабочего цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания, а также кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма, метод анализа уравновешенности поршневых двигателей по общим формулам и способы уравновешивания их. Описываются крутильные колебания коленчатого вала и гасителя колебаний.

Пособие предназначается для студентов вузов, обучающихся по специальности 0513 «Автомобили и тракторы», написано в соответствии с учебным планом № КТД-2401/76.

31803—077			
Ж	93—80	3603030000	ББК 31.365 я73
М304(05)—80			6П2.24

© Издательство «Вышшая школа», 1980.

ВВЕДЕНИЕ

История создания и развития двигателей внутреннего сгорания. Машины, с помощью которых любой вид энергии преобразовывается в механическую работу, называются *двигателями*. Двигатели, преобразовывающие тепловую энергию в механическую работу, называются *тепловыми*. Тепловые двигатели, в которых тепло, преобразовываемое в механическую работу, получается в результате сгорания топлива в самом двигателе, 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 протекания их представляет *теорию двигателей внутреннего сгорания*.

История развития автотракторных двигателей началась в XIX в. 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 Лемуара). В 1862...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 в., после получения керосина и бензина из нефти. Появление жидкого топлива позволило создать двигатели с малой удельной массой и повышенной экономичностью, 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. Этот 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 инж. Готлиб Даймлер построил двигатель мощностью около 0,8 кВт с частотой вращения коленчатого вала 800 1/мин, который предназначался для легких самодвижущихся экипажей (позднее названных автомобилями). Первые такие экипажи были созданы в 1882 г. в России инж. Путиловым и в 1887 г. в Германии Даймлером и Бенцем.

В 1897 г. инж. Р. Дизелем (Германия) был спроектирован и построен первый двигатель с воспламенением от сжатия. Это был компрессорный двигатель, работающий на керосине, вырыскиваемом в цилиндр при помощи сжатого воздуха; он развивал мощность около 15 кВт при 172 1/мин. Расход топлива составлял 336 г/кВт·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 г/кВт·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 увеличенных размеров и массы вследствие необходимости иметь компрессор для получения сжатого воздуха.

Задачу создания бескомпрессорного дизеля успешно решил в 1901 г. русский инж. Г. В. Тринклер. Вырыск и распыливание топлива в цилиндре этого двигателя осуществлялись 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 карбюраторные и дизельные двигатели 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 и экономических показате-

телей, получения более простых и технологичных конструкций. В 1906 г. В. И. Гриневецкий разработал метод теплового расчета рабочего процесса двигателя, который впоследствии был развит и дополнен Н. Р. Брилингом, Е. К. Мазингом, Б. С. Стечкиным.

Однако сложность протекающих в двигателе процессов требует их дальнейшего изучения, а теория двигателя — уточнения. В нашей стране создан ряд новых высокоэкономичных, облегченных и долговечных конструкций автотракторных двигателей. Десятым пятилетним планом развития народного хозяйства СССР предусматривается дальнейшее увеличение производства автомобилей, тракторов, комбайнов и других машин с двигателями внутреннего сгорания. В 1980 г. производство автомобилей будет доведено до 2,1...2,2 млн., тракторов — до 580...600 тыс. единиц.

Основные потребители двигателей внутреннего сгорания — автомобили и тракторы — работают, как правило, в сложных, непрерывно изменяющихся эксплуатационных условиях, которые обуславливают требования, предъявляемые к двигателям (быстроходность, приемистость, приспособляемость и т. п.). Причем эти требования непрерывно повышаются, и это сказывается на конструкции двигателей. Сделать отечественные двигатели более легкими, экономичными, надежными и долговечными, наиболее полно удовлетворить требования потребителей — такова задача специалистов.

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 (карбюраторные и газовые); б) с внутренним смесеобразованием (дизели и двигатели с впрыском легких топлив в цилиндры).

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

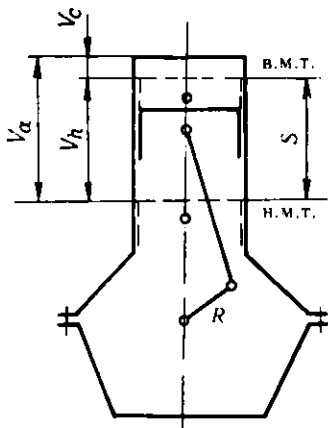


Рис. В.1. Схема поршневого двигателя внутреннего сгорания

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 предъявляемых к нему требований по

мощности, экономичности, габаритам, массе, надежности, применяемому топливу и др. На современных автомобилях, тракторах, комбайнах устанавливаются поршневые карбюраторные двигатели и дизели.

Основные понятия и определения. *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* (в.м.т.) (рис. В.1). Положение поршня, при котором он минимально удален от оси коленчатого вала, называется *нижней мертвой точкой* (н.м.т.).

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 в.м.т. до н.м.т., называется *рабочим объемом цилиндра* V_h :

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

где D — диаметр цилиндра.

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

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

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

Объем над поршнем при его положении в в.м.т. называется *объемом камеры сжатия* (или *камеры сгорания*) V_c .

Объем, образованный над поршнем при его положении в н.м.т., называется *полным объемом цилиндра* V_a : $V_a = V_c + V_h$.

Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сжатия называется *степенью сжатия* ϵ :

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c}.$$

Степень сжатия показывает, во сколько раз уменьшется объем рабочей смеси (или воздуха) при перемещении поршня от н.м.т. до в.м.т.

Воздух (или горючая смесь), поступивший 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, называются *рабочим телом*.

Раздел I. ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава I. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Двигатель внутреннего сгорания осуществляет преобразование тепловой энергии, полученной при сгорании топлива, в механическую работу. Этот процесс совершается при помощи рабочего тела — газов, которые при работе двигателя претерпевают изменения своего состояния. Последовательно протекающая совокупность изменений состояния рабочего тела (процессов), в результате которой оно обретает свое первоначальное термодинамическое состояние, называется *рабочим циклом* двигателя внутреннего сгорания.

Состояние известного по химическому составу рабочего тела характеризуется основными термодинамическими параметрами: давлением p , объемом V и температурой T . Зная состояние рабочего тела в какой-нибудь момент совершения теоретического рабочего цикла (или при каком-либо положении поршня), можно определить его состояние в любой другой момент времени, воспользовавшись основными термодинамическими соотношениями (законами).

В теоретическом цикле в отличие от действительного отсутствуют потери тепла, за исключением неизбежной отдачи тепла холодному источнику, без которой, согласно второму закону термодинамики, невозможно превращение в двигателе тепла в работу. Теоретический цикл осуществляется при соблюдении следующих условий.

1. Цикл является замкнутым (обратимым) и протекает с постоянным количеством одного и того же рабочего тела. Следовательно, не учитываются процессы впуска и выпуска и вызываемые ими потери.

2. Теплоемкость рабочего тела на протяжении всего

цикла считается постоянной, не зависящей от температуры.

3. В цилиндре двигателя не происходит сгорания топлива, а имеет место подвод тепла извне.

4. Процессы сжатия и расширения протекают по адиабатическому закону, т. е. без теплообмена с внешней средой.

В основу анализа действительных циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания положены: а) цикл с подводом тепла при постоянном объеме ($V = \text{const}$) — близок по характеру протекания процессов к рабочему циклу карбюраторного двигателя; б) цикл с подводом тепла при постоянном давлении ($p = \text{const}$) — близок к циклам в компрессорных дизелях; в) цикл с подводом тепла при постоянных объеме и давлении ($V = \text{const}$ и $p = \text{const}$) — обобщенный цикл по подводу тепла, близок к циклам в бескомпрессорных дизелях. Во всех трех циклах отвод тепла осуществляется при постоянном объеме.

1.2. ОБОБЩЕННЫЙ ЦИКЛ С ПОДВОДОМ ТЕПЛА ПРИ ПОСТОЯННОМ ОБЪЕМЕ И ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

Введем следующие обозначения безразмерных параметров цикла (рис. 1.1): $V_a/V_c = \varepsilon$ — степень сжатия; $V_z/V_c = \rho$ — степень предварительного расширения; $V_b/V_z = \delta$ — степень последующего расширения; $p_z/p_c = \lambda_p$ — степень повышения давления; $C_p/C_V = k$ — показатель адиабаты.

Степень совершенства термодинамического цикла оценивается его термическим КПД η_t :

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1.1)$$

где Q_1 — количество подведенного тепла; Q_2 — количество отведенного тепла:

$$Q_1 = Q'_1 + Q''_1 = C_V(T_{z'} - T_c) + C_p(T_z - T_{z'});$$

$$Q_2 = C_V(T_b - T_a).$$

Подставляя выражения Q_1 и Q_2 в формулу (1.1), имеем

$$\eta_t = 1 - \frac{C_V(T_b - T_a)}{C_V(T_{z'} - T_c) + C_p(T_z - T_{z'})}. \quad (1.2)$$

Воспользовавшись основными термодинамическими закономерностями, выразим температуры в характерных точках через начальную T_a и безразмерные параметры цикла. Состояние рабочего тела в точках a и c описывается уравнением состояния газов: $p_c V_c = RT_c$; $p_a V_a = RT_a$.

Разделив первое уравнение на второе, получим

$$\frac{T_c}{T_a} = \frac{p_c}{p_a} \cdot \frac{V_c}{V_a} = \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{p_c}{p_a},$$

откуда

$$T_c = \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{p_c}{p_a} \cdot T_a.$$

Из уравнения адиабаты имеем

$$p_a V_a^k = p_c V_c^k,$$

откуда

$$\frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^k = \epsilon^k.$$

Тогда выражение для определения температуры в точке c примет вид:
 $T_c = T_a \epsilon^{k-1}$.

Записав уравнение состояния газа для точек z' и c и разделив первое на второе, получим:

$$\left. \begin{aligned} p_{z'} V_{z'} &= RT_{z'}; \\ p_c V_c &= RT_c; \end{aligned} \right\} \quad \frac{T_{z'}}{T_c} = \frac{p_{z'}}{p_c} \cdot \frac{V_{z'}}{V_c}.$$

Так как $V_{z'} = V_c$ и $p_{z'} = p_c$, то

$$\frac{V_{z'}}{V_c} = 1;$$

$$\frac{p_{z'}}{p_c} = \frac{p_z}{p_c} = \lambda_p.$$

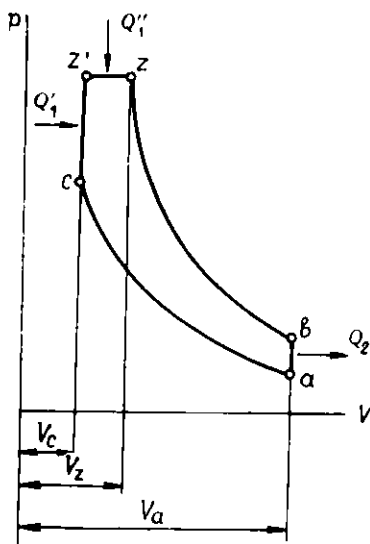


Рис. 1.1. Обобщенный по подводу тепла цикл поршневого двигателя

Тогда

$$\frac{T_{z'}}{T_c} = \lambda_p; \quad T_{z'} = \lambda_p T_c = \lambda_p T_a e^{k-1}.$$

Записав уравнение состояния газа для точек z и z' и разделив первое на второе, получим:

$$\left. \begin{aligned} p_z V_z &= RT_z; \\ p_{z'} V_{z'} &= RT_{z'}; \end{aligned} \right\}$$

$$\frac{T_z}{T_{z'}} = \frac{p_z}{p_{z'}} \cdot \frac{V_z}{V_{z'}}.$$

Так как

$$\frac{p_z}{p_{z'}} = 1; \quad \frac{V_z}{V_{z'}} = \frac{V_z}{V_c} = \rho,$$

то

$$T_z = T_{z'} \rho = \lambda_p T_a e^{k-1} \rho = T_a \lambda_p \rho e^{k-1}.$$

Наконец, из уравнений состояния газа в точках b и z и из уравнения адиабаты имеем:

$$\left. \begin{aligned} p_b V_b &= RT_b; \\ p_z V_z &= RT_z; \end{aligned} \right\}$$

$$\frac{T_b}{T_z} = \frac{p_b}{p_z} \cdot \frac{V_b}{V_z} = \delta \frac{p_b}{p_z};$$

$$p_b V_b^k = p_z V_z^k; \quad \frac{p_b}{p_z} = \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^k = \frac{1}{\delta^k}.$$

Следовательно,

$$\frac{T_b}{T_z} = \delta \frac{1}{\delta^k} = \frac{1}{\delta^{k-1}},$$

откуда

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{k-1}} = \lambda_p T_a e^{k-1} \rho \frac{1}{\delta^{k-1}} = T_a \frac{\lambda_p \rho}{\delta^{k-1}} e^{k-1}.$$

Подставляя значения температур в характеристных точках в формулу (1.2), получим

$$\eta_t = 1 - \frac{C_V T_a (\lambda_p e^{k-1} \rho \frac{1}{\delta^{k-1}} - 1)}{C_V T_a e^{k-1} (\lambda_p - 1) + C_p \lambda_p T_a e^{k-1} (\rho - 1)}.$$

Произведя сокращения с учетом того, что

$$\frac{C_p}{C_V} = k \quad \text{и} \quad \delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_z} = \frac{V_a/V_c}{V_z/V_c} = \frac{\varepsilon}{\rho},$$

получим

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda_p \epsilon^{k-1} \rho \frac{\rho^{k-1}}{\epsilon^{k-1}} - 1}{\epsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p \epsilon^{k-1} (\rho - 1)]} =$$

$$= 1 - \frac{\lambda_p \rho^k - 1}{\epsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)]}.$$

Таким образом, окончательное выражение для термического КПД обобщенного цикла имеет вид

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda_p \rho^k - 1}{\epsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)]}. \quad (1.3)$$

Термический КПД обобщенного цикла увеличивается при увеличении ϵ , λ_p и k и уменьшается при увеличении ρ . Он характеризует теплоспользование цикла, но не оценивает количество (величину) работы, совершаемой газами за цикл. Работа теоретического цикла определяется по формуле

$$L_t = Q_1 \eta_t. \quad (1.4)$$

Отношение работы цикла к единице рабочего объема цилиндра (удельная работа) характеризуется величиной среднего давления цикла: $p_t = L_t / V_h$.

Поскольку $Q_1 = Q'_1 + Q''_1 = C_V (T_{z'} - T_c) + C_p (T_z - T_{z'}) = C_V T_a \epsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)]$ и $V_h = V_a - V_c = V_a - \frac{V_a}{\epsilon} = \frac{V_a}{\epsilon} (\epsilon - 1)$,

то

$$p_t = \frac{Q_1 \eta_t}{V_h} = \frac{C_V T_a \epsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)] \epsilon}{V_a (\epsilon - 1)} \eta_t.$$

Так как

$$C_V = \frac{R}{k-1} \quad \text{и} \quad \frac{T_a}{V_a} = \frac{p_a}{R},$$

то окончательное выражение для среднего давления обобщенного цикла будет иметь вид

$$p_t = \frac{p_a \epsilon^k}{(k-1)(\epsilon-1)} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)] \eta_t. \quad (1.5)$$

Наиболее эффективным методом для увеличения среднего давления является повышение начального давления цикла p_a . При повышении p_a увеличивается масса заряда цилиндра за цикл.

Совместное рассмотрение термического КПД и среднего давления позволяет полностью охарактеризовать экономичность и работоспособность теоретического цикла. Циклы с подводом тепла при $V=\text{const}$ и с подводом тепла при $p=\text{const}$ представляют частные случаи рассмотренного обобщенного цикла.

1.3. ЦИКЛ С ПОДВОДОМ ТЕПЛА ПРИ ПОСТОЯННОМ ОБЪЕМЕ

В цикле с подводом тепла при $V=\text{const}$ отсутствует процесс подвода тепла при $p=\text{const}$. Поэтому этот цикл (рис. 1.2) является частным случаем рассмотренного обобщенного цикла, когда

$$p = \frac{V_z}{V_c} = 1; \quad \delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_c} = \epsilon.$$

Формулы для η_t и p_t получаются из соответствующих формул для обобщенного цикла путем подстановки в них значения $p=1$:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}; \quad (1.6)$$

$$p_t = \frac{p_a \epsilon^k}{(k-1)(\epsilon-1)} (\lambda_p - 1) \eta_t. \quad (1.7)$$

Экономичность цикла η_t повышается с увеличением показателя адиабаты k и степени сжатия. Причем основное влияние оказывает степень сжатия, при увеличении которой увеличивается работа, совершаемая за счет изменения внутренней энергии газа, а степень использования сообщенного газу тепла возрастает. Основное влияние на работоспособность цикла p_t оказывает величина начального давления p_a .

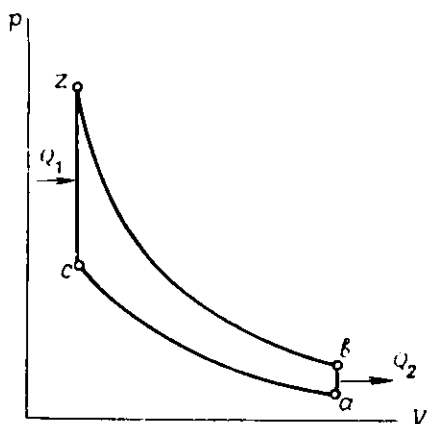


Рис. 1.2. Цикл с подводом тепла при постоянном объеме

1.4. ЦИКЛ С ПОДВОДОМ ТЕПЛА ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

В цикле с сообщением тепла только при $p = \text{const}$ отсутствует процесс подвода тепла при $V = \text{const}$. Поэтому этот цикл (рис. 1.3) является вторым частным случаем рассмотренного обобщенного цикла, когда $\lambda_p = 1$.

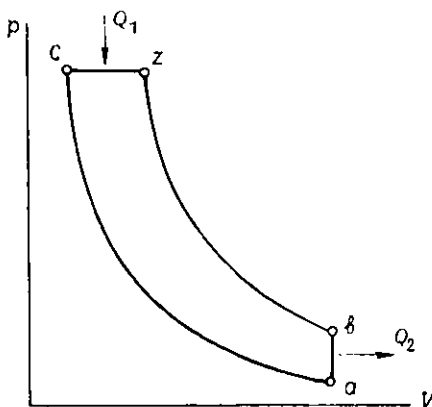


Рис. 1.3. Цикл с подводом тепла при постоянном давлении

Формулы для η_t и p_t получаются из соответствующих формул для обобщенного цикла путем подстановки в них значения $\lambda_p = 1$:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{\epsilon^{k-1} k (\rho - 1)} ;$$

$$p_t = \frac{p_a \epsilon^k}{(k-1)(\epsilon-1)} k (\rho - 1) \eta_t.$$

Термический КПД цикла с подводом тепла при $p = \text{const}$ зависит от ϵ , k и ρ , повышаясь с увеличением ϵ и k и уменьшением ρ .

Работоспособность цикла p_t зависит от ϵ , k , ρ и p_a , причем главным образом от p_a .

1.5. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ

Из формулы (1.6) видно, что η_t зависит только от ϵ и k , возрастая с их увеличением. Причем наиболее интенсивное повышение η_t при увеличении ϵ происходит до

значения $\epsilon \approx 7 \dots 10$, а при более высоких ϵ интенсивность повышения η_t значительно снижается (рис. 1.4). η_t цикла с подводом тепла при $V = \text{const}$ не зависит от степени повышения давления λ_p , если при этом не изменяется степень сжатия. В этом цикле при увеличении степени сжатия повышается не только η_t , но и среднее давление,

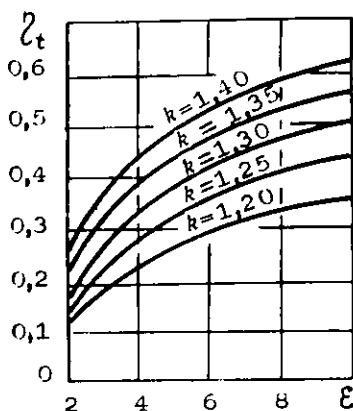


Рис. 1.4. Зависимость термического КПД от степени сжатия и показателя адиабаты

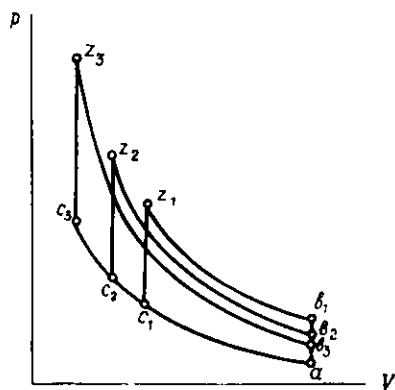


Рис. 1.5. Циклы с подводом тепла при постоянном объеме для различных значений степени сжатия

а значит, и работа цикла, что следует из формул (1.4), (1.7).

Формула (1.4) показывает, что количество полезной работы, получаемой за цикл, при прочих равных условиях зависит и от количества подведенного тепла Q_1 .

Как видно из рис. 1.5, с увеличением степени сжатия снижается давление газов в конце расширения, следовательно, понижается и их температура, что приводит к уменьшению отдачи тепла холодному источнику, т. е. к повышению η_t .

Таким образом, повышение степени сжатия в двигателе целесообразно как с точки зрения повышения мощности, так и улучшения экономичности его.

По формулам для термического КПД можно сравнительно оценить экономичность трех рассмотренных теоретических циклов.

Неравенство множителей в выражениях для η_t

$$1 < \frac{\lambda_p \rho^k - 1}{\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)} < \frac{\rho^k - 1}{k (\rho - 1)}$$

показывает, что при одинаковых степенях сжатия наибольшее значение имеет термический КПД цикла с подводом тепла при $V = \text{const}$, наименьшее — с подводом тепла при $p = \text{const}$. Термический КПД обобщенного цикла имеет промежуточное значение.

Однако сравнение термических КПД различных циклов при одинаковых степенях сжатия имеет чисто теоретический смысл и не учитывает условий, определяющих конструктивные особенности реального двигателя, его прочность и надежность в эксплуатации. В связи с этим целесообразно сравнивать циклы поршневых двигателей не при одинаковых степенях сжатия, а при одинаковых максимальных давлениях. Такое сравнение показывает, что наиболее высокая степень сжатия может быть принята для цикла с сообщением тепла при $p = \text{const}$, а самая низкая при $V = \text{const}$. Так как на величину термического КПД наибольшее влияние оказывает значение ϵ , то, следовательно, при таком сравнении η_t для цикла с подводом тепла при $p = \text{const}$ будет наибольшим, а при $V = \text{const}$ — наименьшим.

1.6. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ

Рассмотренные теоретические циклы поршневых двигателей имели отвод тепла при $V = \text{const}$. При этом параметры газа в конце расширения (точка b) значительно превышают параметры окружающей среды (холодильника). Дальнейшее расширение их позволяет получить дополнительную работу. Термодинамический цикл с продолженным расширением может быть осуществлен в комплексной установке двигателя и турбоаггистатора, состоящего из газовой турбины и компрессора. В газовой турбине происходит дальнейшее расширение газов, а полученная при этом работа расходуется на привод агрегата для наддува двигателя (рис. 1.6). Термический КПД продолженного цикла равен

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\epsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\rho \lambda_p^{1/k} - 1}{\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)}, \quad (1.8)$$

где ϵ_0 — общая степень сжатия:

$$\epsilon_0 = \epsilon \epsilon_h = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_0}{V_a} = \frac{V_0}{V_c}.$$

Сравнивая формулы (1.2) и (1.8), можно сделать вывод о том, что КИД расширенного цикла выше.

Газотурбинный наддув может быть осуществлен также по другому теоретическому циклу с продолженным

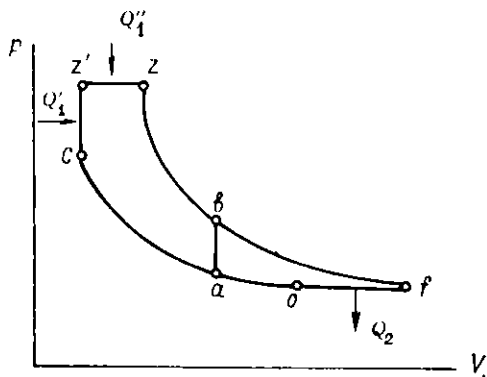


Рис. 16. Обобщенный цикл с продолженным расширением и переменным давлением газов перед турбиной:
 bf — продолженное расширение газа на лопатках турбины; fo — отвод тепла при $p = \text{const}$; oa — адиабатическое сжатие воздуха в компрессоре

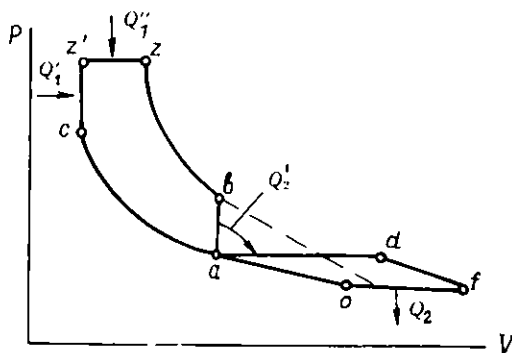


Рис. 1.7. Обобщенный цикл с продолженным расширением и постоянным давлением газов перед турбиной

расширением, когда давление перед турбиной поддерживается постоянным и кинематическая энергия отработавших газов не используется на лопатках турбины. Диаграмма такого цикла имеет вид, представленный на рис. 1.7. Термический КПД в этом случае

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\lambda_p \rho^k - 1}{\lambda_p - 1 + k\lambda_p (\rho - 1)} . \quad (1.9)$$

Из формул (1.8) и (1.9) следует, что КПД в первом случае больше, чем во втором.

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ЦИКЛ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Действительный цикл двигателя внутреннего сгорания отличается от теоретических циклов. Отличия вызваны главным образом тем, что в реальном двигателе невозможно выполнить те условия и ограничения, которые характеризуют теоретические циклы. Так, в действительном цикле имеют место физические и химические изменения состава и количества рабочего тела; в каждом цикле происходит смена рабочего тела, т. е. действительный цикл не является замкнутым. Подвод тепла осуществляется не извне, а в результате протекания химических реакций в самом рабочем теле, причем этот процесс протекает не мгновенно, а имеет некоторую продолжительность, зависящую от ряда факторов. Все процессы в действительном цикле, в том числе и процессы сжатия и расширения, протекают при непрерывном теплообмене с окружающей средой, т. е. не адиабатно. Вследствие непрерывного изменения температуры рабочего тела теплоемкость его не остается постоянной. Процесс сообщения тепла практически совершается не при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$, а имеет некоторые отклонения. Следует учитывать и аэродинамические потери. Все это свидетельствует о необратимости действительного цикла, о том, что он протекает с дополнительными потерями тепла.

Действительный рабочий цикл состоит из процессов газобмена, включающего выпуск отработавших газов и наполнение цилиндра свежим зарядом; сжатия рабочей смеси, при котором повышается ее внутренняя энергия; сгорания, при котором выделяется тепло; расширения, при котором тепло преобразовывается в работу. Характер протекания основных процессов — сжатия, сгорания и расширения — мало зависит от спо-

способа организации и реализации вспомогательных процессов газообмена, т. е. мало отличается в двухтактных и четырехтактных двигателях. Процессы газообмена зависят от тактности двигателя. В четырехтактном двигателе на реализацию процессов газообмена затрачиваются два дополнительных хода поршня, а в двухтактных — только часть хода поршня. В связи с этим действительный рабочий цикл четырехтактного двигателя является более общим.

Глава 2. ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Процесс наполнения в двигателях предназначен для зарядки цилиндров горючей смесью воздуха с топливом (в дизелях — только воздухом).

Наполнение цилиндра свежим зарядом является вспомогательным, но очень важным процессом, влияющим на мощность двигателя. Чем больше наполнение цилиндра свежим зарядом, тем больше мощность двигателя. Процесс наполнения четырехтактного двигателя состоит из трех периодов: предварения впуска, основного впуска и запаздывания впуска (дозарядки).

Предварение впуска начинается с момента открытия впускного клапана (точка 1 на рис. 2.1), т. е. за 10...30 градусов поворота коленчатого вала (град.

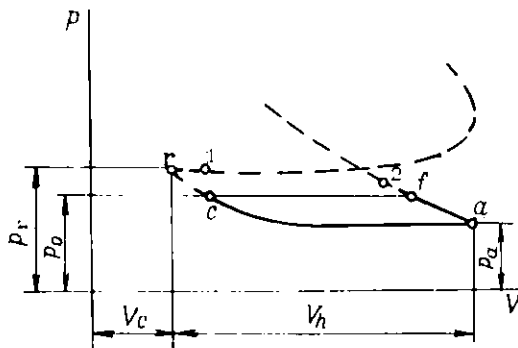


Рис. 2.1. Диаграмма процесса наполнения четырехтактного двигателя

п.к.в.) до прихода поршня в в.м.т., и заканчивается в в.м.т.

В этот период впускной клапан только начинает подниматься, образуя узкую щель, сопротивление которой достаточно велико, чтобы через нее не смогли вытечь из цилиндра остаточные газы от предыдущего цикла. Предварение впуска предусматривается в двигателе для того, чтобы подготовить быстрый подъем клапана, а значит, и быстрое увеличение проходного сечения к моменту начала опускания поршня после в.м.т.

Основной впуск осуществляется во время движения поршня от в.м.т. до н.м.т. такта наполнения. В этот период в цилиндр поступает 85...90% свежего заряда.

Запаздывание впуска начинается с момента прохождения поршнем н.м.т. и заканчивается в момент закрытия впускного клапана (точка 2), т. е. за 40...80 град. п.к.в. после н.м.т. Свежий заряд в этот период будет продолжать поступать в цилиндр либо за счет разрежения в нем (до точки f), либо за счет созданного в основной период скоростного напора во впускном тракте, т. е. за счет собственной инерции (участок $f-2$). При малых частотах вращения коленчатого вала двигателя (например, при пуске) инерция движения свежего заряда во впускном тракте незначительная, поэтому в период запаздывания впуска может быть обратный выброс свежего заряда из цилиндра. Таким образом, при разных частотах вращения коленчатого вала в период запаздывания впуска может быть либо только дозарядка цилиндра, либо дозарядка, переходящая на участке $f-2$ в обратный выброс.

Количество свежего заряда, поступающего в цилиндры двигателя в процессе наполнения, зависит от ряда факторов: аэродинамического сопротивления систем впуска и выпуска; подогрева свежего заряда в период наполнения; количества остаточных газов от предыдущего цикла и др.

2.2. ДАВЛЕНИЕ В ПРОЦЕССЕ НАПОЛНЕНИЯ

К началу процесса наполнения в цилиндре двигателя остаются отработавшие газы предыдущего цикла (остаточные газы), которые занимают объем камеры сжатия

V_c (в четырехтактных двигателях) и имеют повышенные по сравнению со свежим зарядом во впускном тракте термодинамические параметры ($p_r > p_0$; $T_r > T_0$). При движении поршня от в.м.т. к н.м.т. в процессе наполнения остаточные газы расширяются до момента, когда их давление уравнивается с атмосферным (точка о на рис. 2.1). С этого момента при дальнейшем движении поршня к н.м.т. в цилиндр начнет поступать свежий заряд.

Поступление свежего заряда в цилиндр двигателя осуществляется под действием разрежения, обусловливаемого аэродинамическими потерями на впуске и описываемого выражением

$$\Delta p_a = p_0 - p_a,$$

где p_0 — давление во впускном тракте; p_a — давление в цилиндре.

Откуда имеем следующую формулу для определения давления в цилиндре в конце наполнения:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a.$$

С некоторым допущением величину Δp_a можно определить из уравнения Бернулли по формуле

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi) \frac{w^2}{2} \rho 10^{-6} \text{ МПа},$$

где β — коэффициент затухания скорости движения свежего заряда; ξ — коэффициент сопротивления впускной системы; w — скорость движения свежего заряда в проходном сечении клапана, м/с; ρ — плотность свежего заряда на впуске, кг/м³.

У существующих конструкций четырехтактных двигателей $(\beta^2 + \xi) = 2,5 \dots 4,0$; $w = 50 \dots 100$ м/с; $\Delta p_a \approx (0,10 \dots 0,22) p_0$ (в двигателях без наддува). Большие значения имеют карбюраторные и газовые двигатели, а меньшие — дизели.

В четырехтактных двигателях с наддувом (и в двухтактных) $\Delta p_a = (0,05 \dots 0,10) p_h$, где p_h — давление наддува, или продувки.

Давление в конце такта впуска у этих двигателей определяется по формуле $p_a = p_h - \Delta p_a$.

Поскольку количество поступившего в цилиндр свежего заряда пропорционально плотности, необходимо стремиться к увеличению ρ_a . Именно с целью увеличения давления впуска прибегают к наддуву двигателя.

Увеличить давление впуска можно уменьшением сопротивления во впускной системе, т. е. уменьшением Δp_a . Это может быть достигнуто как конструктивными методами (уменьшение длины всасывающего тракта и количества его изгибов, увеличение проходного сечения впускного клапана, улучшение чистоты поверхности впускной системы, выбор эффективных фаз газораспределения), так и эксплуатационными (своевременная очистка воздушных фильтров и карбюратора от загрязнений, впускных клапанов от нагара, поддержание правильного зазора в приводе впускного клапана и т. п.).

2.3. ТЕМПЕРАТУРА В ПРОЦЕССЕ НАПОЛНЕНИЯ

Температура смеси в процессе наполнения непрерывно повышается, являясь функцией количества тепла, внесенного в цилиндр вместе со свежим зарядом; тепла, полученного свежим зарядом в процессе наполнения от нагретых поверхностей цилиндра и камеры сгорания, и тепла в остаточных газах.

В карбюраторных двигателях свежий заряд одновременно снижает свою температуру вследствие испарения топлива и повышает ее из-за соприкосновения с нагретыми поверхностями. Поскольку влияние второго фактора преобладает, температура свежего заряда в процессе наполнения будет повышаться. Подогрев свежего заряда в общем случае уменьшает плотность, а следовательно, и количество поступившей в цилиндр горючей смеси (или воздуха).

Степень подогрева свежего заряда от температуры T_0 до $(T_0 + \Delta T)$ зависит от нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, основных размеров двигателя, материала поршня, цилиндра, головки и условий охлаждения. Так, увеличение нагрузки повышает температуру поверхностей поршня и цилиндра, увеличивая степень подогрева свежего заряда, а повышение частоты вращения уменьшает ее из-за уменьшения времени контакта с нагретыми поверхностями. Увеличение размеров цилиндра уменьшает ΔT вследствие уменьшения удельной

(отнесенной к единице объема) поверхности контакта свежего заряда с нагретыми частями. Применение поршней из алюминиевого сплава также снижает ΔT . В авто-тракторных двигателях $\Delta T = 10 \dots 40$ К.

Одновременно свежий заряд с температурой $(T_0 + \Delta T)$ воспринимает часть тепла отработавших газов, имеющих более высокую температуру. Подогрев от смешения с отработавшими газами зависит от их температуры и количества, характеризуемого коэффициентом остаточных газов γ_r .

Коэффициент остаточных газов представляет отношение количества остаточных газов M_r к количеству свежего заряда M_1 в молях, т. е. $\gamma_r = M_r/M_1$. Очевидно, что γ_r увеличивается при увеличении объема камеры сжатия, т. е. с уменьшением ϵ и повышением давления остаточных газов p_r . Коэффициент остаточных газов находится в пределах:

четырёхтактные карбюраторные двигатели	0,06...0,12
четырёхтактные дизели	0,03...0,06
двухтактные карбюраторные двигатели с поперечно-щелевой кривошипно-камерной продувкой	0,20...0,40
двухтактные дизели с прямоточной клапанно-щелевой продувкой	0,02...0,06

Температура смеси в конце наполнения может быть определена из уравнения теплового баланса:

$$Q_a = Q_{с.з} + Q_{под} + Q_r,$$

где Q_a — количество тепла в рабочей смеси; $Q_{с.з}$ — количество тепла, внесенное в цилиндр со свежим зарядом; $Q_{под}$ — количество тепла, переданное свежему заряду в процессе наполнения от нагретых поверхностей; Q_r — количество тепла в остаточных газах. Так как

$$Q_a = M_a m C_p T_a = (M_1 + M_r) m C_p T_a;$$

$$Q_{с.з} = M_1 m C_p' T_0;$$

$$Q_{под} = M_1 m C_p' \Delta T;$$

$$Q_r = M_r m C_p'' T_r,$$

то уравнение теплового баланса можно представить в виде

$$(M_1 + M_r) mC_p T_a = M_1 mC'_p (T_0 + \Delta T) + M_r mC''_p T_r,$$

где mC_p , mC'_p и mC''_p — средние молярные теплоемкости при постоянном давлении, соответственно рабочей смеси, свежего заряда и остаточных газов; T_0 — температура свежего заряда до поступления в цилиндр; $(T_0 + \Delta T)$ — температура свежего заряда с учетом теплообмена со стенками; T_r — температура остаточных газов.

Разделив правую и левую части полученного уравнения на M_1 и заменяя $\frac{M_r}{M_1} = \gamma_r$, имеем:

$$(1 + \gamma_r) mC_p T_a = mC'_p (T_0 + \Delta T) + mC''_p \gamma_r T_r,$$

откуда

$$T_a = \frac{mC'_p (T_0 + \Delta T) + mC''_p \gamma_r T_r}{(1 + \gamma_r) mC_p}.$$

Полагая $mC'_p = mC''_p = mC_p$, что не приведет к большим погрешностям, так как количество остаточных газов в смеси относительно мало, будем иметь:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

По этой формуле можно определить температуру газов в конце такта наполнения как для четырех-, так и для двухтактных двигателей (для двухтактных и двигателей с наддувом в формулу вместо T_0 следует подставлять T_k — температуру свежего заряда после нагнетателя). T_a увеличивается с повышением ΔT , T_r и γ_r . Значения ΔT , γ_r и T_r при проектировании нового двигателя выбираются из опытно-статистических данных или по прототипу. Для карбюраторных двигателей $T_r = 900 \dots 1100$ К, а для дизелей $T_r = 700 \dots 900$ К.

Температура в конце наполнения, К:

карбюраторные двигатели	340...400
четырехтактные дизели	310...350
двухтактные дизели	330...380

2.4. КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ

У работающего двигателя действительное количество поступившего в цилиндр свежего заряда всегда меньше теоретически возможного. Под *теоретически возможным* понимается такое количество свежего заряда, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра V_h , свободный от остаточных газов, при термодинамических условиях на впуске, т. е. при p_0 и T_0 — для четырехтактных двигателей без наддува и при p_k и T_k — для четырехтактных двигателей с наддувом и для двухтактных.

Степень совершенства процесса наполнения оценивается *коэффициентом наполнения*, представляющим отношение действительного количества поступившего в цилиндр свежего заряда к теоретически возможному:

$$\eta_V = \frac{V_k}{V_h},$$

где V_k — объем, занимаемый поступившим в цилиндр свежим зарядом и приведенный к условиям на впуске (p_k и T_k).

Выражение для коэффициента наполнения в зависимости от основных факторов, влияющих на его величину, может быть выведено следующим образом. Запишем уравнение состояния рабочей смеси в конце такта наполнения: $p_a V_a = 8,315 (M_1 + M_r) T_a$, где 8,315 — универсальная газовая постоянная, в кДж/кмоль·К; $M_1 + M_r = M_a$. Для действительного количества поступившего в цилиндр свежего заряда M_1 уравнение состояния, записанное для термодинамических условий на впуске, будет иметь вид: $p_k V_h = 8,315 M_1 T_k$, или, так как $V_h = V_h \eta_V$, $p_k V_h \eta_V = 8,315 M_1 T_k$, откуда $M_1 = p_k V_h \eta_V / 8,315 T_k$.

Из уравнения состояния, записанного для рабочей смеси в конце наполнения, имеем:

$$(M_1 + M_r) = \frac{p_a V_a}{8,315 T_a}.$$

Разделив левую и правую части этого уравнения на

$$M_1 = \frac{p_k V_h \eta_V}{8,315 T_k}$$

и зная, что

$$\left(\frac{M_1 + M_r}{M_1} \right) = 1 + \frac{M_r}{M_1} = 1 + \gamma_r; \quad \frac{V_a}{V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1},$$

получим

$$(1 + \gamma_r) = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_h} \cdot \frac{T_h}{T_a} \cdot \frac{1}{\eta_V},$$

откуда

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_h} \cdot \frac{T_h}{T_a(1 + \gamma_r)}.$$

Полученное выражение для η_V справедливо для всех поршневых двигателей. Для четырехтактных без наддува в формулу подставляют $p_h = p_0$ и $T_h = T_0$, для двухтактных — действительную степень сжатия ε . Для четырехтактных двигателей при расчете η_V можно пользоваться формулой

$$\eta_V = \frac{\varepsilon p_a - p_r}{p_0(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}.$$

Из формулы следует, что коэффициент наполнения увеличивается с повышением p_a и уменьшением p_r , γ_r , ε , ΔT , причем основное влияние оказывает давление конца впуска p_a . Так, изменение p_a на 10% приводит к изменению η_V на 15%, а изменение p_r на 10% изменяет η_V только на 1...2%.

Отсюда ясно, что как при конструировании двигателя, так и при его эксплуатации следует стремиться к тому, чтобы Δp_a было по возможности меньшим.

В карбюраторных двигателях, у которых изменение нагрузки (при постоянном скоростном режиме) достигается изменением положения дроссельной заслонки, коэффициент наполнения будет наибольшим, когда дроссельная заслонка полностью открыта. Прикрытие дросселя приводит к увеличению сопротивления, а следовательно, уменьшает p_a и η_V . Увеличение ΔT уменьшает коэффициент наполнения вследствие уменьшения плотности свежего заряда.

Следует отметить, что для более быстрого пуска дизеля при низких температурах окружающей среды иногда специально подогревают воздух на впуске. Этим достигается повышение температуры заряда к концу про-

цесса сжатия, необходимое для надежного самовоспламенения топлива.

В некоторых конструкциях карбюраторных двигателей предусматривается дополнительный подогрев горючей смеси во впускном трубопроводе. Это объясняется тем, что в карбюраторных двигателях в отличие от дизелей во впускном тракте происходит испарение топлива, т. е. подготовка его к сгоранию, и на это расходуется некоторая часть тепла. Однако чрезмерный подогрев впускной системы приводит к неоправданному повышению ΔT и соответствующему снижению коэффициента наполнения.

Опыты показали, что уменьшение степени сжатия почти не вызывает увеличения η_v . Вероятно, что влияние различных факторов при изменении ϵ взаимно компенсируется. На величину η_v оказывают влияние также частота вращения коленчатого вала, фазы газораспределения, температура остаточных газов и другие конструктивные факторы.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя приводит сначала к повышению η_v , а затем к снижению. Это вызвано влиянием факторов, связанных с изменением частоты вращения: времени подогрева свежего заряда от нагретых частей, изменения температуры стенок, изменения сопротивления во впускном и выпускном трактах и др.

Фазы газораспределения влияют на время-сечение клапанных проходов и выбираются опытным путем. Изменение фаз приводит к изменению сопротивления, а следовательно, к изменению p_r , p_a , γ_r и η_v .

Увеличение диаметра цилиндра позволяет увеличить диаметр впускного клапана или разместить в каждом цилиндре по два впускных клапана; скорость движения свежего заряда и потери на сопротивление впускной системы при этом уменьшаются.

Повышение η_v достигается также за счет применения клапанов с верхним расположением, что уменьшает число изгибов во впускном трубопроводе, обеспечивая плавную траекторию движения свежего заряда, и снижает сопротивление.

Периодическое открытие и закрытие клапанов вызывает колебательное движение газов во впускной системе, что значительно повышает сопротивление их движению

и, следовательно, влияет на величину η_v . Влияние этого фактора может быть значительно уменьшено подбором оптимальной длины трубопроводов и фаз газораспределения.

Величина коэффициента наполнения у существующих автотракторных двигателей при номинальном режиме работы находится в пределах:

карбюраторные двигатели с верхним расположением клапанов	0,75...0,85
карбюраторные двигатели с нижним расположением клапанов	0,7...0,75
дизели	0,75...0,9

Глава 3. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Процесс сжатия в двигателях внутреннего сгорания служит: а) для расширения температурных пределов протекания рабочего процесса. Чем больше температурный перепад замкнутого цикла, тем выше термический КПД его; б) для получения максимально допустимой в реальных условиях степени сжатия. Чем больше степень сжатия, тем больше степень расширения и, следовательно, больше площадь индикаторной диаграммы, характеризующая полезную работу двигателя; в) для создания термодинамических условий для лучшего сгорания рабочей смеси.

Наиболее типичными теоретическими процессами сжатия являются адиабатический $pV^k = \text{const}$ и изотермический $pV = \text{const}$. Адиабатическое сжатие возможно лишь при идеальных теплофизических характеристиках материалов поршня, цилиндра и головки, а изотермическое — только при достаточно интенсивном охлаждении стенок цилиндра, обеспечивающем постоянство температуры сжимаемых газов в течение всего процесса сжатия.

В действительном цикле реального двигателя в отличие от теоретического процесс сжатия протекает в условиях непрерывного изменения температуры и давления

чивается получение такой же работы процесса сжатия, как и при переменном показателе n_1 (кривая a/c на рис. 3.1).

Так как в целом за такт сжатия количество тепла, отводимого от смеси, будет больше притока тепла, среднее значение показателя политропы будет меньше показателя адиабаты.

Среднее значение показателя политропы сжатия для автотракторных двигателей:

карбюраторные двигатели	1,32...1,39
дизели	1,36...1,42

На величину среднего показателя политропы сжатия оказывают влияние нагрузка и частота вращения коленчатого вала двигателя, интенсивность охлаждения, размеры цилиндра, форма камеры сгорания и др. Так, с увеличением частоты вращения коленчатого вала сокращается продолжительность теплообмена газа с окружающими деталями и уменьшаются утечки газов, что приводит к увеличению n_1 . По мере уменьшения нагрузки двигателя, т. е. при дросселировании (на постоянной частоте вращения), уменьшается количество поступающей в цилиндр горючей смеси, а поверхность ее теплообмена со стенками остается неизменной. В результате смесь сильнее охлаждается, и действительное сжатие приближается к изотермическому, показатель политропы n_1 уменьшается. При увеличении средней температуры процесса сжатия увеличивается и теплообмен с окружающими стенками, следовательно, показатель n_1 уменьшается. К такому же результату приведет увеличение интенсивности охлаждения двигателя. Изменение размеров цилиндра и формы камеры сгорания влечет за собой уменьшение n_1 вследствие изменения поверхности теплообмена.

Вихревое движение смеси в камере сгорания уменьшает n_1 из-за увеличения коэффициента теплообмена между газом и стенками. Двигатели с разделенными камерами сгорания имеют меньшее значение n_1 , что объясняется возрастанием теплоотвода от смеси из-за увеличения поверхности теплообмена, а также потерей энергии газов на перетекание из основной камеры в дополнительную.

При увеличении степени сжатия температура рабочей

смеси повышается, но уменьшается относительная поверхность теплообмена со стенками. В результате показатель политропы почти не зависит от ϵ или незначительно увеличивается с ее повышением.

Процесс сжатия характеризуется степенью сжатия ϵ , увеличение которой сопровождается повышением термодинамических параметров рабочей смеси и приводит к увеличению термического КПД двигателя. Для карбюраторных двигателей $\epsilon = 6 \dots 10$; для дизелей $\epsilon = 15 \dots 22$.

В карбюраторных двигателях увеличение степени сжатия ограничивается составом применяемого топлива, точнее такими значениями температуры и давления рабочей смеси, при которых могут возникать преждевременные вспышки и детонация. Температура рабочей смеси в конце такта сжатия должна быть ниже температуры самовоспламенения топлива.

В дизелях же температура воздуха в конце сжатия должна быть на $200 \dots 300$ К выше температуры самовоспламенения топлива, чтобы при любых условиях работы, и особенно при пуске, обеспечивалось надежное самовоспламенение топлива.

3.2. ДАВЛЕНИЕ И ТЕМПЕРАТУРА В КОНЦЕ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

Давление рабочей смеси в процессе сжатия непрерывно изменяется и определяется с помощью уравнения политропы

$$pV^{n_1} = \text{const.}$$

Для начала и конца процесса сжатия это уравнение имеет вид

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1},$$

откуда

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \epsilon^{n_1}.$$

Давление (в МПа) в конце процесса сжатия зависит главным образом от степени сжатия и для существующих конструкций автотракторных двигателей находится в пределах:

карбюраторные двигатели	0,7...1,8
дизели (без наддува)	3,0...5,6

Температура рабочей смеси в конце процесса сжатия определяется на основании уравнения состояния газов, записанного для начала и конца сжатия:

$$p_a V_a = 8,315 M_a T_a;$$

$$p_c V_c = 8,315 M_c T_c.$$

Пренебрегая утечками смеси, можно считать, что $M_a = M_c = M_1 + M_r$. Тогда, разделив второе уравнение на первое и учитывая, что $p_c/p_a = \varepsilon^{n_1}$,

$$\frac{T_c}{T_a} = \frac{p_c V_c}{p_a V_a} = \varepsilon^{n_1} \cdot \frac{1}{\varepsilon} = \varepsilon^{n_1-1},$$

откуда

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}.$$

В карбюраторных двигателях $T_c = 600 \dots 780$ К, в дизелях $T_c = 750 \dots 900$ К.

Глава 4. ТОПЛИВО И РЕАКЦИИ ЕГО СГОРАНИЯ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тепловая энергия, необходимая для совершения работы, получается в результате сгорания в цилиндрах двигателя топливовоздушной смеси. На процесс сгорания в поршневых двигателях отводится мало времени (сотые и даже тысячные доли секунды). В связи с этим к топливу для автомобильных и тракторных двигателей внутреннего сгорания предъявляются следующие требования: 1) легкая испаряемость при различных температурах окружающей среды, необходимая для быстрого образования гомогенной топливовоздушной смеси (важно для карбюраторных двигателей и двигателей с впрыском топлива во впускную трубу); 2) мелкое распыливание под давлением при впрыске (важно для дизелей); 3) сгорание без нагаро- и коксообразования; 4) плавность (мягкость) протекания процесса сгорания; 5) полное и своевременное сгорание и как можно меньшее содержание в продуктах сгорания токсичных составляющих. Наиболее полно удовлетворяют пере-

Табл. 4.1. Элементарный состав по массе и низшая теплота сгорания бензина и дизельного топлива

Наименование топлива	Элементарный состав, кг			Низшая теплота сгорания H_u , кДж/кг
	g_C	g_H	g_O	
Автомобильный бензин	0,85	0,15	—	44 000
Дизельное топливо	0,86	0,13	0,01	42 500

численным требованиям жидкие и газообразные топлива.

Основным видом топлива для автомобильных и тракторных двигателей является жидкое. Широкое применение для двигателей с принудительным зажиганием получили бензин и для двигателей с воспламенением от сжатия дизельное топливо. По химическому составу жидкое топливо представляет соединение трех основных элементов: углерода С, водорода Н и кислорода О.

Обозначая массовые доли химических элементов, входящих в состав 1 кг жидкого топлива, через g_C , g_H и g_O (табл. 4.1), можно записать уравнение элементарного состава топлива в виде

$$g_C + g_H + g_O = 1 \text{ кг.}$$

Теплотой сгорания топлива называется количество тепла, которое выделяется при полном сгорании одного килограмма топлива. Если в результате полного сгорания одного килограмма топлива вода как продукт полного окисления водорода находится в жидком состоянии, то тепло, выделенное при этом, будет характеризовать *высшую теплоту сгорания топлива*. Практически вода как продукт сгорания находится в парообразном состоянии. В этом случае тепло, выделенное при сгорании топлива, будет характеризовать его низшую теплоту сгорания, которая будет меньше высшей на величину скрытой теплоты парообразования воды. Низшую теплоту сгорания жидких топлив можно определить по приближенной формуле

$$H_u = 33\,900 \, g_C + 102\,900 \, g_H \text{ кДж/кг.}$$

Теплота сгорания смеси жидкого топлива с воздухом (если пренебречь объемом топлива) может быть определена по формуле

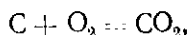
$$H_{\text{см}} = \frac{H_u}{\alpha L_0} \text{ кДж/м}^3,$$

где L_0 — объемное количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива.

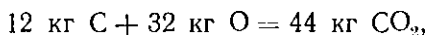
4.2. РЕАКЦИИ СГОРАНИЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

В зависимости от количества кислорода, поступающего в цилиндр двигателя в составе воздуха, сгорание топлива может быть полным и неполным. При полном сгорании углерод окисляется до углекислого газа CO_2 , а водород — до воды H_2O .

1. Реакция сгорания углерода. Уравнение полного сгорания углерода имеет вид



или при расчете в массовых единицах



откуда, для сгорания 1 кг углерода будем иметь

$$1 \text{ кг C} + \frac{8}{3} \text{ кг O} = \frac{11}{3} \text{ кг CO}_2,$$

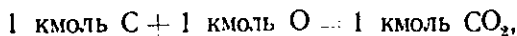
т. е. для полного сгорания 1 кг углерода требуется $8/3$ кг кислорода. Но, согласно уравнению элементарного состава, в 1 кг топлива содержится g_{C} кг углерода.

Следовательно, для полного сгорания g_{C} кг углерода, содержащегося в 1 кг топлива, можем записать:

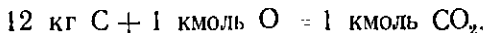
$$g_{\text{C}} \text{ кг C} + \frac{8}{3} g_{\text{C}} \text{ кг O} = \frac{11}{3} g_{\text{C}} \text{ кг CO}_2,$$

т. е. для полного сгорания углерода, содержащегося в 1 кг топлива, требуется $\frac{8}{3} g_{\text{C}}$ кг кислорода, а в результате сгорания получается $\frac{11}{3} g_{\text{C}}$ кг углекислого газа.

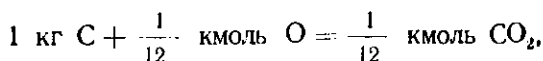
При расчете в молях



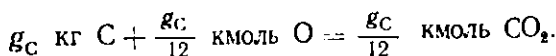
или



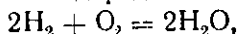
Для 1 кг углерода



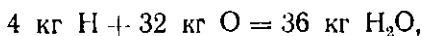
а для g_C кг углерода, содержащегося в 1 кг топлива:



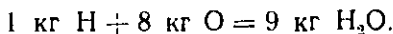
2. Реакция сгорания водорода. Уравнение полного сгорания водорода имеет вид



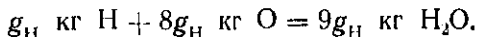
или при расчете в массовых единицах



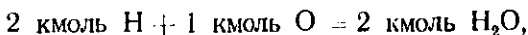
откуда



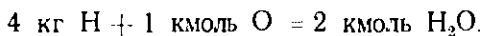
Для g_H кг водорода, содержащегося в 1 кг топлива,



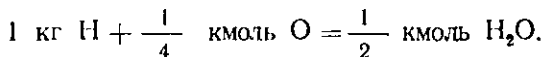
При расчете в молях



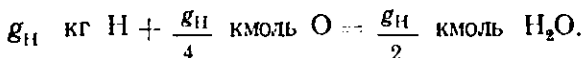
или



Для 1 кг водорода



Для g_H кг водорода, содержащегося в 1 кг топлива,



3. Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива. Коэффициент избытка воздуха. Из рассмотренных уравнений сгорания отдельных элементов топлива, состоящего из углерода, водорода и

кислорода, нетрудно определить количество кислорода (в кг), необходимое для полного сгорания 1 кг топлива:

$$l'_O = \frac{8}{3} g_C + 8g_H - g_O \text{ кг.}$$

Так как в воздухе содержится по массе 23% кислорода и 77% азота, то количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, составит:

$$L'_O = \frac{1}{0,23} \left[\frac{8}{3} g_C + 8g_H - g_O \right] \text{ кг,}$$

или

$$L^*_O = \frac{1}{\rho_a} L'_O = \frac{1}{0,23\rho_a} \left[\frac{8}{3} g_C + 8g_H - g_O \right] \text{ м}^3/\text{кг,}$$

где ρ_a — плотность воздуха, кг/м³.

При расчете в молях количество кислорода, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива,

$$l_O = \left[\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right] \text{ кмоль/кг,}$$

где $\frac{g_O}{32}$ — число молей кислорода, содержащегося в 1 кг топлива.

Так как в воздухе по объему содержится 21% кислорода и 79% азота, количество воздуха в молях, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, будет

$$L_O = \frac{1}{0,21} \left[\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right] \text{ кмоль/кг.}$$

То же количество воздуха в молях можно было получить по формуле

$$L_O = \frac{L'_O}{m_a} = \frac{1}{0,23 \cdot 28,97} \left[\frac{8}{3} g_C + 8g_H - g_O \right],$$

где m_a — молекулярная масса воздуха.

В действительных условиях работы двигателя на каждый килограмм топлива, поступившего в цилиндр, приходится количество воздуха, отличное от теоретически необходимого. Отношение действительного количества воздуха, поступившего в цилиндр двигателя L , к теоретически необходимому для полного сгорания 1 кг

топлива называется *коэффициентом избытка воздуха*: $\alpha = L/L_0$.

При $\alpha = 1$ полное сгорание топлива возможно только при идеальном смешении его с воздухом. В реальных условиях работы двигателя полное сгорание топлива возможно лишь при $\alpha > 1$ (бедная смесь).

В двигателях с внешним смесеобразованием коэффициент избытка воздуха может быть не только $\alpha = 1$, но и $\alpha < 1$ (богатая смесь). При этом часть углерода топлива окисляется лишь до СО, что приводит к увеличению объема продуктов сгорания и увеличению давления в цилиндре. Практические значения α для различных двигателей при номинальной мощности:

карбюраторные двигатели	0,80...1,15
дизели	1,2...1,7

4.3. АНАЛИЗ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

В результате сгорания топлива происходят его качественные (по составу) и количественные (по объему) изменения. Эти изменения, зависящие от условий сгорания топлива (от величины α), определяют термодинамическое состояние рабочего тела в цилиндре в конце процесса сгорания и, следовательно, влияют на мощностные и экономические показатели работы двигателя в целом. В связи с этим целесообразно более подробно рассмотреть процесс сгорания топлива при различных условиях.

1. Сгорание при $\alpha \geq 1$. Горючая смесь в двигателях состоит из воздуха и паров топлива. Количество молей горючей смеси, приходящейся на 1 кг топлива, определяется по формуле

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} \text{ кмоль/кг,}$$

где m_T — молекулярная масса топлива.

Так как для автомобильного бензина $m_T = 110 \dots 120$ кг/кмоль, для приближенного анализа сгорания величиной $1/m_T$ можно пренебречь. Аналогичное допущение можно сделать и для дизельного топлива, у которого $m_T = 180 \dots 200$ кг/кмоль. Следовательно, количество

молей свежего заряда можно определить по приближенной формуле

$$M_1 \approx \alpha L_0 \text{ кмоль/кг.}$$

В результате полного сгорания топлива при $\alpha > 1$ образуются углекислый газ CO_2 , вода H_2O в парообразном состоянии, азот воздуха из состава рабочей смеси N и избыточная часть кислорода воздуха, не вступившего в реакцию O . Количество молей отдельных компонентов продуктов сгорания 1 кг топлива (в кмоль) может быть определено на основании рассмотренных уравнений реакций сгорания:

$$M_{\text{CO}_2} = g_{\text{C}}/12; \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = g_{\text{H}}/2.$$

Количество молей кислорода и азота в продуктах сгорания определится по выражениям:

$$M_{\text{O}} = 0,21(\alpha - 1)L_0 \text{ кмоль/кг;}$$

$$M_{\text{N}} = 0,79\alpha L_0 \text{ кмоль/кг.}$$

Суммарное количество молей продуктов сгорания

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}} + M_{\text{N}} = g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 + \\ + 0,21(\alpha - 1)L_0 + 0,79\alpha L_0,$$

или

$$M_2 = g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 + (\alpha - 0,21)L_0 \text{ кмоль/кг.}$$

Хотя масса продуктов сгорания равна массе топлива и воздуха до сгорания, количество молей продуктов сгорания не равно количеству молей свежего заряда. Изменение объема свежего заряда в результате полного сгорания 1 кг топлива

$$\Delta M = M_2 - M_1,$$

или, подставляя значения M_2 и M_1 ,

$$\Delta M = g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 - 0,21L_0 \text{ кмоль/кг.}$$

Но

$$L_0 = \frac{1}{0,21} [g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/4 - g_{\text{O}}/32],$$

тогда

$$\Delta M = g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 - (g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/4 - g_{\text{O}}/32) = \\ = g_{\text{H}}/4 + g_{\text{O}}/32 \text{ кмоль/кг.}$$

Из анализа полученного выражения следует, что объем продуктов сгорания жидкого топлива будет больше объема свежего заряда, причем изменение объема в процессе сгорания зависит от массовой доли водорода g_H , кислорода g_O и не зависит от массовой доли углерода g_C .

Изменение числа молей свежего заряда при сгорании топлива характеризуется *коэффициентом молекулярного изменения горючей смеси* μ_0 , который представляет отношение количества молей продуктов сгорания M_2 к количеству молей свежего заряда M_1 :

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_1 + \Delta M}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}.$$

Так как коэффициент молекулярного изменения горючей смеси не учитывает влияния остаточных газов, вводится понятие о *коэффициенте молекулярного изменения рабочей смеси* μ , который представляет отношение общего количества молей газов в цилиндре двигателя после сгорания (продуктов сгорания M_2 и остаточных газов предыдущего цикла M_r) к общему количеству молей рабочей смеси перед сгоранием (свежего заряда M_1 и остаточных газов предыдущего цикла M_r):

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r}.$$

Разделив числитель и знаменатель на M_1 и зная, что

$$\frac{M_2}{M_1} = \mu_0; \quad \frac{M_r}{M_1} = \gamma_r,$$

получим

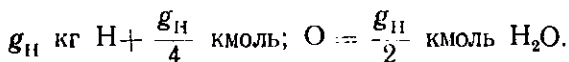
$$\mu = \frac{\frac{M_2}{M_1} + \frac{M_r}{M_1}}{\frac{M_1}{M_1} + \frac{M_r}{M_1}} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}.$$

Полученная формула справедлива для всех двигателей, работающих на жидком топливе. Поскольку μ_0 для жидких топлив больше единицы, следовательно, $\mu > 1$. Чем больше значение μ , тем больше работа газов при их расширении. Величина μ зависит главным образом от величины α , а также от γ_r и химического состава топлива. Так, при уменьшении α величины μ_0 и μ увеличи-

ваются, и наоборот. Величина коэффициента молекулярного изменения рабочей смеси находится в пределах:

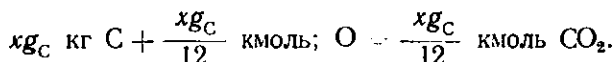
карбюраторные двигатели	1,02...1,12
дизели	1,01...1,06

2. Сгорание при $\alpha < 1$. Если количество воздуха в цилиндре двигателя меньше теоретически необходимого, происходит неполное сгорание топлива. Реакция сгорания при этом будет во многом зависеть от сравнительной активности окисления отдельных элементов, входящих в состав топлива. Считается, что водород более активен, чем углерод, поэтому реакция сгорания водорода вследствие его полного окисления до воды записывается тем же уравнением, что и для случая $\alpha = 1$:

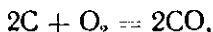


Следовательно, недостаток воздуха при $\alpha < 1$ будет сказываться лишь на реакции окисления углерода.

Обозначим через xg_C ту часть доли углерода, входящего в состав 1 кг топлива, которая в результате сгорания окисляется полностью (до CO_2), и через $(1-x)g_C$ — оставшуюся часть доли углерода, которая окисляется до CO. Для доли углерода xg_C , окислившейся до CO_2 , справедливо уравнение реакции сгорания углерода при $\alpha = 1$:



Для доли углерода $(1-x)g_C$, окислившейся до CO, уравнение реакции сгорания определится из условия



откуда $2 \text{ кмоль C} + 1 \text{ кмоль O} = 2 \text{ кмоль CO}$, или $24 \text{ кг C} + 1 \text{ кмоль O} = 2 \text{ кмоль CO}$, или $1 \text{ кг C} + \frac{1}{24} \text{ кмоль O} = \frac{1}{24} \text{ кмоль CO}$, или

$\text{O} = \frac{1}{24} \text{ кмоль CO}$, или

$$\begin{aligned} (1-x)g_C \text{ кг C} + \frac{1}{24}(1-x)g_C \text{ кмоль O} = \\ = \frac{1}{24}(1-x)g_C \text{ кмоль CO}. \end{aligned}$$

Количество кислорода, которое затратится на неполное сгорание топлива, равно сумме вторых членов в уравнениях реакций сгорания, т. е.

$$\begin{aligned} l &= \frac{1}{12} x g_C + \frac{1}{24} (1-x) g_C + \frac{1}{4} g_H - \frac{1}{32} g_O = \\ &= \frac{1}{24} (x+1) g_C + \frac{1}{4} g_H - \frac{1}{32} g_O = \frac{1}{32} \times \\ &\times \left[\frac{4}{3} (x+1) g_C + 8g_H - g_O \right] \text{ кмоль/кг.} \end{aligned}$$

Количество воздуха, затраченное на неполное сгорание 1 кг топлива,

$$L = \frac{1}{0,21} l = \frac{1}{0,21 \cdot 32} \left[\frac{4}{3} (x+1) g_C + 8g_H - g_O \right] \text{ кмоль/кг.}$$

Но

$$L = \alpha L_0 = \frac{\alpha}{0,21 \cdot 32} \left[\frac{8}{3} g_C + 8g_H - g_O \right] \text{ кмоль/кг.}$$

Сравнивая правые части последних двух выражений, будем иметь

$$\frac{4}{3} (x+1) g_C + 8g_H - g_O = \alpha \left[\frac{8}{3} g_C + 8g_H - g_O \right].$$

Пользуясь этим уравнением, можно при заданном α определить x , и наоборот, а также критическое значение коэффициента избытка воздуха $\alpha_{кр}$, при котором весь углерод топлива окислится только до CO, т. е. когда $x=0$:

$$\alpha_{кр} = \frac{\frac{4}{3} g_C + 8g_H - g_O}{\frac{8}{3} g_C + 8g_H - g_O}.$$

Например для бензина, в котором $g_C = 0,85$; $g_H = 0,15$; $g_O = 0$,

$$\alpha_{кр} = \frac{4/3 \cdot 0,85 + 8 \cdot 0,15}{8/3 \cdot 0,85 + 8 \cdot 0,15} = 0,673.$$

Состав продуктов неполного сгорания 1 кг топлива определяется правыми частями уравнений реакций сгорания, а именно:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{1}{12} x g_{\text{C}} \text{ кмоль/кг}; \quad M_{\text{CO}} = \frac{1}{12} (1 - x) g_{\text{C}} \text{ кмоль/кг};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{g_{\text{H}}}{2} \text{ кмоль/кг}; \quad M_{\text{N}} = 0,79\alpha L_0 \text{ кмоль/кг}.$$

Сравнительно небольшим количеством свободного водорода в продуктах сгорания можно пренебречь в приближенных расчетах.

Суммарное количество продуктов неполного сгорания 1 кг жидкого топлива

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}} = g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 + 0,79\alpha L_0.$$

Поскольку количество молей свежего заряда

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T \simeq \alpha L_0,$$

то изменение количества молей свежего заряда при неполном сгорании

$$\Delta M = M_2 - M_1 = g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 + 0,79\alpha L_0 - \alpha L_0,$$

или

$$\Delta M = g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 - 0,21\alpha L_0.$$

Как видно из полученной формулы, при неполном сгорании величина ΔM зависит не только от содержания в топливе водорода, но и от содержания углерода.

Сравнивая изменения объема свежего заряда при различных условиях сгорания 1 кг топлива, имеем:

$$\text{при } \alpha \geq 1 \quad \Delta M = g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 - 0,21L_0;$$

$$\text{при } \alpha < 1 \quad \Delta M = g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 - 0,21\alpha L_0.$$

Преобразуем последнее равенство, добавляя и отнимая в правой части его величину $0,21 L_0$:

$$\begin{aligned} \Delta M &= g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 - 0,21\alpha L_0 + 0,21L_0 - 0,21L_0 = \\ &= g_{\text{C}}/12 + g_{\text{H}}/2 - 0,21L_0 + 0,21(1 - \alpha)L_0. \end{aligned}$$

Сравнивая с первым равенством, можем записать

$$\Delta M_{\alpha-1} = \Delta M_{\alpha+1} + 0,21L_0(1 - \alpha).$$

Таким образом, объем продуктов сгорания 1 кг топлива при $\alpha < 1$ больше объема продуктов сгорания при

$\alpha \geq 1$ на величину $0,21L_0(1-\alpha)$. Соответственно и коэффициенты молекулярного изменения горючей μ_0 и рабочей μ смесей будут большими при сгорании топлива в условиях $\alpha < 1$, что способствует получению большей мощности двигателя при ухудшенной экономичности. Ухудшение экономичности процесса сгорания обогащенной смеси происходит вследствие уменьшения количества тепла, выделяемого при неполном сгорании топлива.

Потерю тепла вследствие неполноты сгорания 1 кг топлива можно определить по формуле $\Delta H_u = = 119\,950(1-\alpha)L_0$ кДж/кг.

4.4. ТЕПЛОЕМКОСТЬ СВЕЖЕГО ЗАРЯДА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Теплоемкость тела определяется количеством тепла, необходимого для нагревания его на один кельвин. У газообразных тел различают теплоемкость, отнесенную к 1 кг газа (C , кДж/кг·К), и теплоемкость, отнесенную к 1 моль газа (mC , кДж/кмоль·К).

Теплоемкость газов зависит от их температуры, с увеличением которой она возрастает. В связи с этим различают истинную и среднюю молярные теплоемкости.

Истинная теплоемкость — это теплоемкость при бесконечно малом изменении температуры. Для облегчения тепловых расчетов газообразного рабочего тела, изменяющего температуру в широких пределах, вводится понятие средней теплоемкости.

Под *средней теплоемкостью* понимают такую постоянную в заданном интервале температур теплоемкость, применение которой в расчетах дает действительное количество тепла, сообщенного рабочему телу.

Для газообразных тел различают молярные теплоемкости при постоянном объеме mC_V и постоянном давлении mC_p , которые связаны между собой соотношением

$$mC_p = mC_V + 8,315 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}.$$

Значения средних молярных теплоемкостей при постоянном объеме для различных газов, встречающихся при расчете рабочего процесса двигателя, приведены в табл. 4.2.

Табл. 4.2. Средние молярные теплоемкости основных составляющих свежего заряда и продуктов сгорания mC_V , кДж/кмоль·К

Наименование газа	Формула	Температурные пределы применения, К	Уравнения для средних молярных теплоемкостей газов при постоянном объеме
Воздух	—	273...1773 1773...3273	$20,69+2,64 \cdot 10^{-3} T$ $22,39+1,45 \cdot 10^{-3} T$
Кислород	O ₂	273...1773 1773...3273	$21,09+3,39 \cdot 10^{-3} T$ $23,72+1,55 \cdot 10^{-3} T$
Азот	N	273...1773 1773...3273	$20,39+2,50 \cdot 10^{-3} T$ $21,95+1,46 \cdot 10^{-3} T$
Оксид углерода	CO	273...1773 1773...3273	$20,60+2,68 \cdot 10^{-3} T$ $22,49+1,43 \cdot 10^{-3} T$
Углекислый газ	CO ₂	273...1773 1773...3273	$27,94+13,80 \cdot 10^{-3} T$ $39,53+3,35 \cdot 10^{-3} T$
Водород	H ₂	273...1773 1773...3273	$20,68+0,92 \cdot 10^{-3} T$ $19,68+1,75 \cdot 10^{-3} T$
Метан	CH ₄	273...1500	$26,28+25,96 \cdot 10^{-3} T$
Водяной пар	H ₂ O	273...1773 1773...3273	$24,95+5,36 \cdot 10^{-3} T$ $26,67+4,44 \cdot 10^{-3} T$

Теплоемкость свежего заряда в расчетах приравнивается теплоемкости воздуха, при этом пренебрегается различие в теплоемкостях воздуха и паров топлива.

Среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания можно определить как средневзвешенную величину по формуле

$$mC_V'' = \frac{mC_{V_{O_2}} M_{O_2} + mC_{V_{N_2}} M_{N_2} + mC_{V_{CO_2}} M_{CO_2} + mC_{V_{H_2O}} M_{H_2O} + mC_{V_{CO}} M_{CO}}{M_{O_2} + M_{N_2} + M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{CO}},$$

где $mC_{V_{O_2}}$, $mC_{V_{N_2}}$, $mC_{V_{CO_2}}$, $mC_{V_{H_2O}}$, $mC_{V_{CO}}$ — молярные теплоемкости при заданных температурах компонентов продуктов сгорания; M_{O_2} , M_{N_2} , M_{CO_2} , M_{H_2O} , M_{CO} — число молей O₂, N₂, CO₂, H₂O и CO в продуктах сгорания.

В практических расчетах можно пользоваться следующими приближенными выражениями для определения теплоемкостей:

средняя молярная теплоемкость свежего заряда

$$mC_V = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} T_C \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К},$$

средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания:

а) для карбюраторных двигателей ($\alpha = 0,8 \dots 1,0$)

$$mC_V^* = (18,4 + 2,6\alpha) + (1,6 + 1,4\alpha) 10^{-3} T_z \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К};$$

б) для дизелей ($\alpha = 1,0 \dots 1,8$)

$$mC_V^* = \left(20,1 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(\frac{1,4}{\alpha} + 1,6 \right) \times \\ \times 10^{-3} T_z \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}.$$

Глава 5. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Сгорание рабочей смеси и последующее расширение газов являются главными процессами рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания. Именно в этих процессах осуществляется превращение химической энергии топлива сначала в тепловую энергию, а затем в механическую работу. Все другие процессы являются вспомогательными, подготавливающими необходимые условия для наивыгоднейшего протекания основных процессов. Эти условия вместе с химическим и фракционным составом топлива определяют характер протекания процесса сгорания, от которого зависят мощностные и экономические показатели работы двигателя.

Процесс сгорания топлива является окислительным процессом, при котором химические элементы топлива соединяются с кислородом воздуха. Возникновение и развитие процесса сгорания топлива определяются моментом воспламенения его, скоростями химических реакций и условиями тепло- и массообмена горячей смеси. Скорость горения топлива значительно влияет на термодинамическое состояние газов в цилиндре и теплоиспользование в двигателе. Наиболее быстро протекает горение однородной смеси паров топлива с воздухом. Поэтому существенное, а иногда и определяющее влия-

ние на скорость горения оказывает процесс смесеобразования.

Следовательно, характер протекания процесса сгорания зависит от ряда факторов и существенно различается в двигателях с внешним смесеобразованием и воспламенением от искры и в двигателях с внутренним смесеобразованием и воспламенением от сжатия.

5.2. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Так как процесс сгорания в поршневых двигателях внутреннего сгорания начинается до прихода поршня в в.м.т. и заканчивается после нее, протекая в непосредственной близости в.м.т., его удобнее изучать по развернутой индикаторной диаграмме (рис. 5.1), представляющей график изменения давления в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала, т. е. в зависимости от времени, если предположить постоянной угловую скорость вращения коленчатого вала ($\omega = \text{const}$).

При выключенном зажигании процессы сжатия и расширения характеризуются графиком 1—2—6—7; некоторая несимметричность этого графика относительно в.м.т. объясняется наличием теплообмена между газами и стенками и частичной утечкой газов через неплотности.

Процесс сгорания начинается с момента зажигания смеси искрой в точке 2 такта сжатия, составляющего с

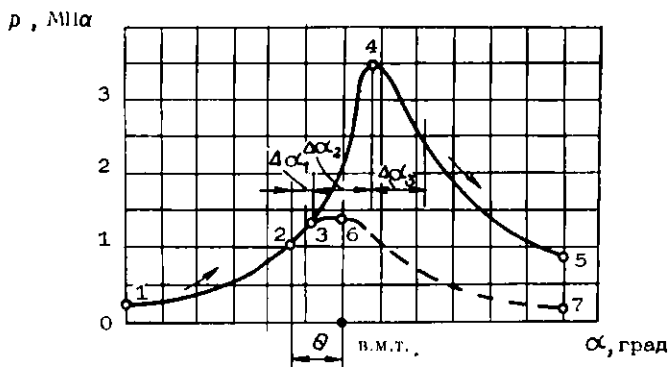


Рис. 5.1. Развернутая диаграмма процесса сгорания в карбюраторном двигателе

моментом прохождения поршня в.м.т. некоторый угол поворота коленчатого вала θ , называемый *углом опережения зажигания* ($\theta = 10 \dots 30$ град. п.к.в.). После зажигания смеси искрой давление в цилиндре в течение некоторого промежутка времени, называемого *периодом задержки воспламенения* или *периодом индукции*, продолжает изменяться по такому же закону, как и при выключенном зажигании (участок 2—3). В течение этого периода происходит предпламенное окисление топлива с незначительным повышением температуры и сгорает лишь 6...8% смеси. Продолжительность периода задержки воспламенения (угол $\Delta\alpha_1$) зависит от величины коэффициентов избытка воздуха и остаточных газов, от структуры молекул топлива, энергии источника зажигания, степени сжатия, нагрузочного и скоростного режимов работы двигателя, т. е. в основном от физико-химических свойств топлива, состава рабочей смеси и режима эксплуатации двигателя.

К концу периода задержки воспламенения окислительные процессы быстро активизируются, появляется пламя, начинается прогрессирующее повышение температуры и давления газов, т. е. наступает вторая фаза сгорания, называемая *периодом видимого сгорания* (участок 3...4), в течение которого сгорает 80...90% смеси. Длительность этого периода, продолжающегося до момента достижения максимального давления в цилиндре, соответствует углу поворота коленчатого вала $\Delta\alpha_2 = 20 \dots 30$ град п.к.в. и зависит от скорости распространения фронта пламени.

Период видимого сгорания характеризуется скоростью нарастания давления на каждый градус поворота коленчатого вала, которая определяет жесткость протекания процесса и жесткость работы двигателя. Среднее значение этой скорости определяется отношением $\Delta p / \Delta\alpha_2$, где $\Delta p = p_4 - p_3$ — разность максимального давления цикла и давления в начале видимого сгорания.

Скорость нарастания давления в карбюраторных двигателях зависит от степени сжатия, завихрения смеси, угла опережения зажигания и других факторов и при нормальном протекании процесса находится в пределах: $\Delta p / \Delta\alpha_2 = 0,1 \dots 0,2$ МПа/град.

Если $\Delta p / \Delta\alpha_2 < 0,1$, сгорание топлива в значительной мере будет продолжаться на линии расширения, что

приводит к ухудшению мощностных и экономических показателей двигателя.

Если $\Delta p/\Delta \alpha_2 > 0,2$, работа двигателя будет жесткой, что может привести к повышенным нагрузкам в деталях кривошипно-шатунного механизма.

Опытами установлено, что наибольшая полезная площадь индикаторной диаграммы, характеризующая работу двигателя, получается при таком протекании процесса сгорания, когда наибольшее давление цикла p_4 достигается при 10...15 град. п.к.в. после в.м.т.

Распространение пламени в камере сгорания не заканчивается к моменту достижения максимального давления, и догорание смеси с выделением тепла продолжается еще некоторое время в процессе расширения, называемое *периодом догорания*. Точно установить момент окончания догорания смеси возможно лишь с помощью анализа продуктов сгорания в процессе расширения. При нормальном протекании процесса в карбюраторных двигателях сгорание заканчивается ориентировочно через 40...80 град. п.к.в. после в.м.т. Длительность периода догорания смеси зависит в основном от скорости распространения фронта пламени.

Общая продолжительность в секундах всего процесса сгорания смеси (всех периодов сгорания) может быть определена по формуле

$$\tau = \frac{\Delta \alpha}{6n},$$

где $\Delta \alpha$ — угол поворота коленчатого вала, соответствующий всем фазам сгорания, град. п.к.в.; n — частота вращения коленчатого вала, 1/мин. В карбюраторных двигателях $\tau = 0,001...0,002$ с.

Общая продолжительность процесса сгорания смеси в цилиндре двигателя зависит главным образом от скорости распространения фронта пламени, которая в свою очередь зависит от состава смеси, ее завихрения, степени сжатия, формы камеры сгорания, угла опережения зажигания, расположения свечи, нагрузки двигателя.

Скорость распространения фронта пламени в разные периоды процесса сгорания изменяется в широких пределах. В среднем она составляет 30...60 м/с.

5.3. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

На процесс сгорания оказывает влияние состав рабочей смеси. Реакция сгорания может распространяться на всю массу смеси лишь в том случае, если в начале горения выделяется большее количество тепла, чем передается соседним слоям и стенкам цилиндра. При чрезмерном обогащении или обеднении смеси, из-за неполноты сгорания или пониженной теплоты сгорания тепловыделение может оказаться недостаточным, и воспламенение смеси не осуществится. Наименьшее и наибольшее граничные значения коэффициента избытка воздуха, при которых возможно воспламенение топливовоздушной смеси, называются соответственно *верхним* и *нижним пределами воспламеняемости* (или *горючести*). Эти пределы для различных топлив непостоянны и зависят от температуры, давления и завихрения смеси (табл. 5.1, 5.2).

Знания пределов воспламеняемости необходимы при эксплуатации карбюраторных двигателей. Так, при неправильном пользовании воздушной заслонкой во время пуска холодного двигателя смесь в цилиндре в момент появления искры оказывается чрезмерно бедной и поэтому не может воспламениться. В других случаях, пользуясь насосом-ускорителем (многократное нажатие на педаль акселератора), в цилиндры подают излишне

Табл. 5.1. Пределы воспламеняемости некоторых топливовоздушных смесей

Вид топлива	Предельные значения коэффициента избытка воздуха		Вид топлива	Предельные значения коэффициента избытка воздуха	
	верхний	нижний		верхний	нижний
Бензин	0,3...0,5	1,2...1,3	Оксид угле- рода	0,16	2,64
Бензол	0,40	1,25	Пропан	0,40	1,70
Спирт	0,40	1,80	Бутан	0,35	1,65
Водород	0,14	9,85	Природный газ	0,64	1,85
Метан	0,65	1,87	Светильный газ	0,82	2,20

Табл. 5.2. Пределы воспламеняемости бензино-воздушной смеси при различных температурах

Начальная температура бензино-воздушной смеси, К	Предельные значения коэффициента избытка воздуха	
	верхний	нижний
273	0,53	1,23
323	0,42	1,45
423	0,40	1,60
523	0,40	1,67
573	0,40	1,86

большое количество бензина. Смесь к моменту появления искры оказывается слишком богатой и также не может воспламениться. Надежный пуск двигателя зависит от правильной дозировки топлива в смеси, которая не должна выходить за пределы воспламеняемости. При повышении температуры смеси пределы воспламеняемости расширяются, а при увеличении давления — сужаются. Увеличение количества остаточных газов в смеси также сужает пределы воспламеняемости (табл. 5.3).

Рассматривая пределы воспламеняемости смеси, следует сказать о карбюраторных двигателях с форкамерно-факельным зажиганием. У таких двигателей, кроме основной камеры сгорания, имеется и дополнительная, составляющая 3...4% общего объема камеры сжатия и соединенная с основной камерой с помощью канала. В дополнительную камеру через специальный впускной канал из дополнительного карбюратора подается богатая смесь, в то время как в цилиндр двигателя при наполнении по основному трубопроводу из основного карбюратора подается очень бедная смесь, состав которой при обычном зажигании выходит за пределы воспламеняемости. Зажигание обогащенной смеси в дополнительной камере производится размещенной в ней запальной свечой. Начавшая гореть в дополнительной камере, богатая смесь с большой скоростью вытекает в основную, поджигая находившуюся в ней бедную смесь ($\alpha = 2,5...3,0$).

Форкамерно-факельное зажигание может повысить

Табл. 5.3. Пределы воспламеняемости бензино-воздушной смеси при различном процентном содержании примеси остаточных газов

Количество остаточных газов, %	Предельные значения коэффициента избытка воздуха	
	Верхний	нижний
0	0,35	1,55
10	0,38	1,50
20	0,43	1,40
30	0,50	1,30
40	0,60	1,10

экономичность карбюраторного двигателя, но при этом существенно усложняется его конструкция. Поэтому, а также из-за трудности добиться одинаково эффективной работы на различных режимах двигателя с таким зажиганием не получили пока широкого распространения.

Наибольшая скорость распространения пламени получается при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,85 \dots 0,95$, при этом период задержки воспламенения будет наименьшим, а период видимого сгорания при правильно выбранном угле опережения зажигания находится вблизи в.м.т. В этих же условиях в цилиндре развивается максимальное давление газов в процессе сгорания и, следовательно, наибольшая мощность двигателя (при полностью открытом дросселе), хотя экономичность будет несколько ухудшенной.

Максимальная экономичность карбюраторного двигателя достигается при $\alpha = 1,05 \dots 1,15$, при этом топливо сгорает полностью, но несколько медленнее, чем при $\alpha = 0,85 \dots 0,95$.

Скорость распространения пламени в двигателе, где имеются вихревые движения смеси, в 8...12 раз больше, чем в камере с неподвижной смесью, т. е. в бомбе (рис. 5.2).

С увеличением коэффициента избытка воздуха увеличивается общая продолжительность процесса сгорания от момента зажигания до достижения наибольшего давления цикла, при этом уменьшается скорость нарастания давления и скорость распространения пламени.

Последнее обстоятельство требует некоторого увеличения угла опережения зажигания с целью улучшения экономичности. Исключение составляет кривая для $\alpha_2 = 0,65$, так как для сильно обогащенной смеси имеет место большое недогорание топлива.

На рис. 5.3 приведена часть развернутых индикаторных диаграмм карбюраторного двигателя, полученных для различных составов рабочей смеси, при постоянном скоростном $\omega, \text{м/с}$

режиме и наименее выгоднейших углах опережения зажигания для каждого состава смеси.

Остаточные (инертные) газы снижают температуру в цилиндре в процессе сгорания, а следовательно, и скорость распространения пламени, т. е. увеличивают общую продолжительность процесса сгорания.

Увеличение начальной температуры смеси повышает скорость сгорания вследствие возрастания скорости протекания химических реакций.

Повышение начального давления смеси вызывает небольшое увеличение скорости сгорания. Однако у значительно обогащенной смеси имеет место обратная зависимость.

Степень сжатия оказывает существенное влияние на процесс сгорания. Увеличение степени сжатия приводит к повышению температуры и давления в конце процесса и к уменьшению относительного содержания остаточных газов в рабочей смеси, поэтому скорость сгорания увеличивается. При увеличении степени сжатия угол опережения зажигания следует уменьшать.

Форма и размеры камеры сгорания также влияют на протекание процесса сгорания, так как

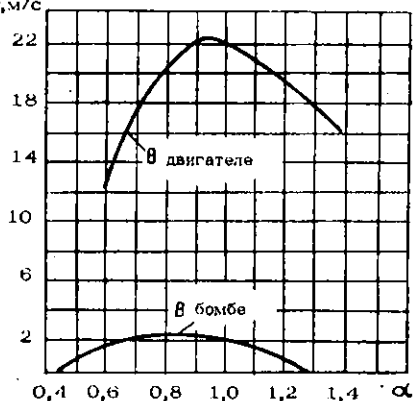


Рис. 5.2. График скорости сгорания бензино-воздушной смеси в зависимости от коэффициента избытка воздуха

от них зависит теплоотдача окружающим поверхностям и путь распространения пламени. Чем компактнее камера сгорания, тем меньше теплоотвод от газов, а это приводит к увеличению температуры газов и увеличению скорости сгорания. Источник зажигания следует располагать так, чтобы расстояние от него до наиболее удаленной точки камеры сгорания было по возможности меньшим, и в то же время, чтобы он был вблизи наиболее горячей зоны камеры. При больших диаметрах

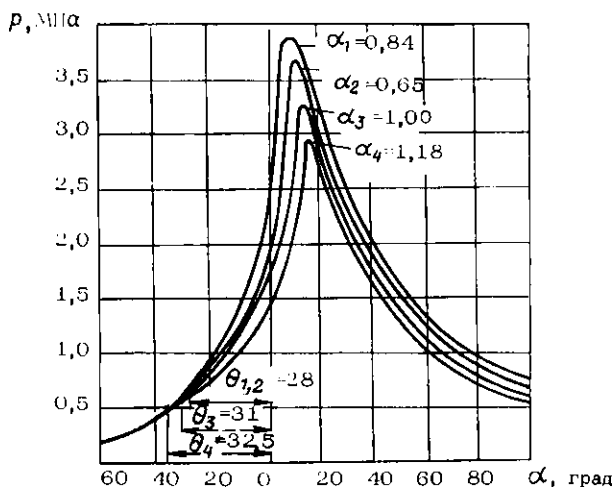


Рис. 5.3. Графики изменения давления в цилиндре карбюраторного двигателя при различных составах рабочей смеси (при $n = \text{const}$)

цилиндров иногда с целью устранения возникновения детонации и для надежности воспламенения устанавливают два источника зажигания (две свечи).

Изменение нагрузки двигателя оказывает большое влияние на протекание процесса сгорания. При уменьшении нагрузки, т. е. при дросселировании двигателя, снижается давление в конце сжатия и увеличивается количество остаточных газов, что приводит к значительному ухудшению условий воспламенения смеси и развития в ней начального очага горения. Соответственно возрастает период задержки воспламенения и общая длительность процессов сгорания. Ухудшение процесса сгорания на малых нагрузках и необходимое

в связи с этим излишнее обогащение смеси — один из основных недостатков карбюраторных двигателей, следствием которого является перерасход топлива.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала приводит к увеличению скорости поступления смеси в цилиндр и к интенсификации вихревого движения ее в камере сгорания, а следовательно, и к повышению скорости распространения пламени.

Опережение зажигания оказывает значительное влияние на процесс сгорания. Установка слишком большого угла опережения зажигания приводит к преждевременно быстрому нарастанию давления до прихода поршня в в.м.т., увеличивает затраты работы на процесс сжатия и уменьшает мощность и экономичность двигателя. При установке излишне малого угла опережения зажигания процесс сгорания протекает в основном на линии расширения, максимальные температура и давление цикла снижаются, уменьшается мощность и ухудшается экономичность двигателя. Позднее зажигание целесообразно лишь при пуске холодного двигателя, так как при этом увеличивается теплоотдача в стенки и обеспечивается более быстрый прогрев.

Наивыгоднейший угол опережения зажигания должен быть таким, при котором основная масса смеси сгорает вблизи в.м.т., т. е. когда начало и конец периода видимого сгорания расположены примерно симметрично относительно в.м.т. Угол опережения зажигания должен быть тем большим, чем больше длительность первых двух периодов сгорания. Наивыгоднейший угол опережения зажигания определяется обычно опытным путем и зависит от частоты вращения коленчатого вала, нагрузки, количества и качества смеси и степени сжатия.

Увеличение частоты вращения способствует интенсификации вихревого движения смеси и поэтому увеличивает скорость распространения пламени и сокращает период задержки воспламенения по времени. Однако угол поворота коленчатого вала, соответствующий длительности первого и второго периодов сгорания, увеличивается. Поэтому при увеличении частоты вращения угол опережения зажигания следует увеличивать. В современных двигателях угол опережения зажигания при изменении частоты вращения изменяется автоматически с помощью центробежного регулятора.

Дросселирование при постоянной частоте вращения коленчатого вала требует увеличения угла опережения зажигания, так как вследствие возрастания примесей остаточных газов в рабочей смеси скорость сгорания уменьшается. Для автоматического увеличения угла опережения зажигания при дросселировании используются вакуум-регуляторы.

На величину наивыгоднейшего угла опережения зажигания существенное влияние оказывает качество смеси. Наименьшее опережение должно быть при работе двигателя на смеси, соответствующей максимальной скорости сгорания ($\alpha = 0,85 \dots 0,95$).

5.4. ОТКЛОНЕНИЯ ОТ НОРМАЛЬНОГО ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Детонация. При воздействии на рабочую смесь излишне высоких для применяемого топлива температур и давлений нормальное сгорание ее в двигателе в некоторых случаях может перейти во взрывную форму — *детонационное сгорание*, или *детонацию* (рис. 5.4). Причиной детонации являются промежуточные продукты окисления углеводородных молекул топлива — активные перекиси. Эти весьма нестойкие соединения имеют большую избыточную энергию и способны вызвать цепную реакцию окисления большого числа молекул сразу. Такие реакции имеют место в топливе и до воспламенения (активация топлива), но в незначительных размерах.

Процесс активации быстро развивается при движении фронта пламени, когда еще несгоревшая часть смеси оказывается под воздействием повышенных температур и давлений. Особенно быстро протекает химическая подготовка в последней порции смеси, наиболее удаленной от источника зажигания. В результате чрезмерного повышения концентрации активных перекисей эта часть смеси воспламеняется и сгорает с огромной скоростью. При этом резко повышаются температура и давление. Наряду с волной горения появляется волна высокого давления — ударная волна, скорость которой достигает 1500...2000 м/с. С такой же скоростью распространяется и фронт пламени в детонирующей порции смеси.

Многokrатно ударяясь о стенки цилиндра, головки

и поршня, ударные волны вызывают их вибрацию. Поэтому детонация всегда сопровождается хорошо слышимыми металлическими стуками.

Вследствие интенсивной отдачи тепла газами при детонации резко повышается температура стенок камеры сгорания и поршня, увеличивается теплоотвод в охлаждающую среду, уменьшается мощность и ухудшается экономичность двигателя. Значительное повышение

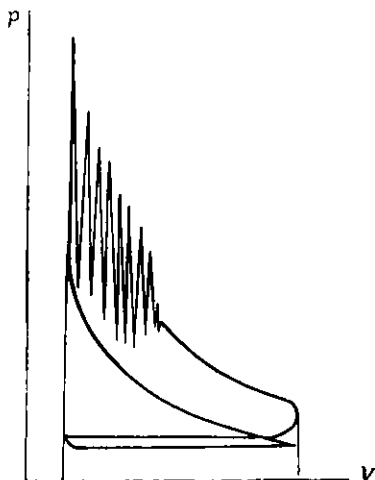


Рис. 5.4. Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя при детонации



Рис. 5.5. Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя при преждевременной вспышке

температуры вызывает диссоциацию газов с выделением углерода, который, быстро охлаждаясь в процессе расширения, не успевает сгореть и выбрасывается из цилиндров при выпуске в виде клубов черного дыма с искрами. Температура отработавших газов на выхлопе при этом повышается. Длительная сильная детонация может привести к прогоранию днищ поршней и разрушению подшипников коленчатого вала. Поэтому работа двигателя с детонацией считается вредной и недопустимой.

Детонацию следует отличать от преждевременной вспышки смеси, которая может возникнуть

до момента зажигания вследствие местного перегрева деталей или нагарообразования на них. При преждевременной вспышке процесс сгорания протекает с нормальной скоростью, но смещается по времени и осуществляется при иных положениях поршня, чем при нормальном сгорании (рис. 5.5).

При преждевременной вспышке смеси значительно возрастает давление в конце такта сжатия и работа, затрачиваемая на этот такт. Соответственно уменьшается мощность двигателя, а его работа становится жесткой, со стуками. Отличить детонацию от преждевременной вспышки можно путем выключения зажигания. Двигатель, работавший с детонацией, при этом останавливается, если он не был перегрет (т. е. если он, кроме детонации, не имел еще и преждевременной вспышки). Если в двигателе была только преждевременная вспышка, то после выключения зажигания он будет продолжать работать (имеет место калильное зажигание).

Детонационное сгорание и преждевременная вспышка смеси зачастую взаимосвязаны. Перегрев двигателя, работающего с детонацией, может явиться причиной преждевременной вспышки смеси, и наоборот, сгорание самовоспламенившейся смеси иногда сопровождается детонацией. Появление детонации в основном является результатом неправильной эксплуатации двигателя. При этом следует помнить, что возникновению детонации способствуют все факторы, сокращающие период задержки воспламенения последней порции смеси, наиболее удаленной от источника зажигания.

Факторы, влияющие на детонацию. Степень сжатия. Повышение степени сжатия увеличивает температуру и давление в процессах сжатия и сгорания, что усиливает активацию смеси и способствует возникновению детонации.

Форма камеры сгорания и расположение свечи зажигания. Чем компактнее камера сгорания, тем меньше путь пламени и меньше времени последние порции смеси находятся под воздействием высоких температур и давлений и, следовательно, меньше склонность двигателя к детонации. Аналогичное влияние от расположения свечи зажигания, которую следует размещать в середине камеры и ближе к выпускному клапану.

Размеры и число цилиндров. С увеличением диаметра цилиндра увеличивается проходимый пламенем путь, а значит, и время подготовки последней порции смеси к сгоранию, т. е. создаются условия, благоприятствующие возникновению детонации. При больших диаметрах цилиндра иногда устанавливают две свечи в каждой камере сгорания. В многоцилиндровых двигателях детонация в отдельных цилиндрах может возникнуть вследствие различия в качестве смеси. Раньше возникает детонация в тех цилиндрах, где смесь приближается к составу $\alpha = 0,85 \dots 0,95$, так как при этом период задержки воспламенения последней порции топлива наименьший.

Материал поршня и головки цилиндров. Чем меньше теплопроводность материала и чем больше коэффициент теплообмена его с газами, тем большая возможность возникновения условий, способствующих детонационному сгоранию. Применение алюминиевого сплава для поршней и головок цилиндров позволило (при прочих равных условиях) несколько повысить степень сжатия двигателя без дополнительной опасности возникновения детонации.

Частота вращения коленчатого вала и нагрузка двигателя. Увеличение частоты вращения уменьшает склонность двигателя к детонации вследствие сокращения времени для химической подготовки последней порции смеси, снижения коэффициента наполнения и увеличения коэффициента остаточных газов. Уменьшение нагрузки также приводит к снижению коэффициента наполнения и увеличению количества остаточных газов в цилиндре. Кроме того, снижается температура стенок камеры сгорания, что увеличивает период задержки воспламенения последней порции смеси. Поэтому при дросселировании детонация может перейти в нормальное сгорание.

Опережение зажигания. При увеличении угла опережения зажигания сгорание последней порции смеси протекает при более высоких температуре и давлении, что способствует более интенсивной активации ее и увеличивает склонность двигателя к детонации. Позднее зажигание уменьшает склонность двигателя к детонации. Поэтому в эксплуатации, если приходится использовать бензин с меньшим октановым числом, чем

требуется для данного двигателя, следует уменьшить угол опережения зажигания во избежание детонации.

Состав смеси. Наибольшую склонность к детонации имеет рабочая смесь при $\alpha = 0,85 \dots 0,95$. Хотя она сгорает с максимальной скоростью, но способствует активации последней порции смеси вследствие возрастания давления и температуры ее из-за повышения температуры стенок камеры сгорания. При более бедных или богатых смесях склонность двигателя к детонации уменьшается.

Условия на впуске и выпуске. Увеличение сопротивления на впуске и выпуске увеличивает количество остаточных газов в цилиндре и снижает склонность двигателя к детонации. При повышении давления и температуры на впуске склонность двигателя к детонации увеличивается вследствие повышения температуры и давления в цилиндре при сгорании, способствующих химической подготовке последней порции смеси. Поэтому при одинаковой действительной степени сжатия для двухтактных карбюраторных двигателей требуется топливо с большим октановым числом, чем для четырехтактных.

Интенсивность охлаждения. Недостаточное охлаждение наиболее нагретых участков головки и клапанов способствует возникновению детонации. Наличие нагара на поверхностях камеры сгорания ухудшает условия теплоотвода от наиболее нагретых стенок камеры сгорания и способствует детонационному сгоранию смеси.

Свойства топлива. Детонационное сгорание в двигателях с заранее известными конструктивными параметрами и эксплуатационными факторами зависит главным образом от сорта применяемого топлива. Склонность различных топлив к детонации оценивается по шкале октановых чисел.

Октановым числом (ОЧ) называется процентное (по объему) содержание изоктана (C_8H_{18}) в смеси с нормальным гептаном (C_7H_{16}), которая имеет такую же склонность к детонации, как и исследуемое топливо. Октановое число чистого изооктана принимается за 100, а гептана — за 0.

Например, бензин А-76 начинает детонировать при такой же степени сжатия и других идентичных услови-

ях, при которых начнет детонировать и смесь, состоящая из 76% изооктана и 24% гептана.

Одной из причин, ограничивающих применение высокой степени сжатия в карбюраторных двигателях, является необходимость применения высокооктановых топлив для бездетонационного сгорания.

На рис. 5.6 приведена зависимость допускаемой степени сжатия карбюраторного двигателя от октанового числа применяемого топлива.

Антидетонаторы. Для повышения октановых чисел моторных топлив к ним иногда прибавляют в малых количествах (доли процента) вещества, повышающие антидетонационные качества топлива и называемые *антидетонаторами*.

В качестве антидетонатора обычно применяется этиловая жидкость ЭЖ, состоящая из тетроэтилового свинца ТЭС $[\text{Pb}(\text{C}_2\text{H}_5)_4]$ — 49% по объему, бромистого этила — 34%, моноклорнафталина — 8,2% и растворенной в керосине красной краски «Судан-IV» (1,5 г на 1 л ЭЖ). Тетраэтиловый свинец и продукты его распада, отнимая у перекисей кислород, разрушают их, а также затормаживают процесс дальнейшего образования перекисей. Бромистый этил и моноклорнафталин разрыхляют свинцовые отложения и способствуют их удалению с отработавшими газами. Краска применяется для предосторожности, так как тетроэтиловый свинец очень ядовит.

В последние годы предложен новый, менее токсичный, но достаточно эффективный антидетонатор на основе марганца — циклопентадиенил тракарбонил марганца ЦТМ $[\text{MnC}_5\text{H}_5(\text{CO})_3]$. Но он не получил пока широкого распространения.

Следует отметить, что применение более высокооктанового топлива для двигателя требует увеличения угла опережения зажигания вследствие повышенного периода задержки воспламенения.

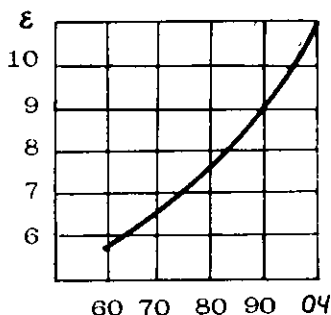


Рис. 5.6. Примерная зависимость между октановым числом топлива и допустимой степенью сжатия в карбюраторном двигателе

5.5. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЕ

В дизелях жидкое топливо впрыскивается в камеру сгорания, наполненную воздухом, сжатым до высоких температуры и давления. В этих условиях частицы топлива быстро окружаются оболочкой своих паров, которые после подготовительного периода воспламеняются на поверхности оболочки и поджигают стальную часть топлива.

Поскольку время смесеобразования в дизелях оказывается крайне ограниченным, топливо не успевает хорошо перемешаться с воздухом и равномерно распределиться по камере сгорания. Это существенно влияет на протекание процесса сгорания.

Весь процесс сгорания в дизеле можно условно разделить на четыре фазы (периоды) (рис. 5.7). Первая фаза (I) называется *периодом задержки воспламенения*. Она начинается с момента начала впрыска топлива в цилиндр (точка 2) и продолжается до момента начала резкого повышения давления (точка 3). В этот период осуществляются физико-химические процессы подготовки топлива к сгоранию. Продолжительность этого периода оказывает большое влияние на все последующие фазы сгорания и должна быть по возможности меньшей (0,002...0,004 с или 15...25 град. п.к.в.).

При большой продолжительности первой фазы в камере сгорания скапливается много топлива, которое при дальнейшем сгорании чрезмерно резко повышает давление, т. е. увеличивает жесткость работы дизеля. Продолжительность периода задержки воспламенения зависит от физико-химических свойств топлива, температуры и давления сжатого воздуха, качества распыливания топлива, завихрения заряда в цилиндре и других факторов.

Вторая фаза (II), называемая *периодом быстрого сгорания* (участок 3—4), характеризуется интенсивным тепловыделением и резким повышением давления вследствие сгорания ранее впрыснутого и подготовленного топлива, а также частичного сгорания вновь поступающих порций топлива. Скорость нарастания давления в период быстрого сгорания (а значит, жесткость работы дизеля) характеризуется отношением $\Delta p / \Delta \alpha$ и не должна превышать 0,4...0,6 МПа/град. Жесткая работа дизелей сопровождается стуком и недопусти-

ма в эксплуатации, так как вызывает быстрый износ и поломки деталей кривошипно-шатунного механизма, хотя экономичность при этом несколько улучшается. Длительность второй фазы зависит от продолжительности первой фазы сгорания, качества распределения топлива по объему камеры и от закона подачи топлива в течение первой и второй фаз. Подача топлива может заканчи-

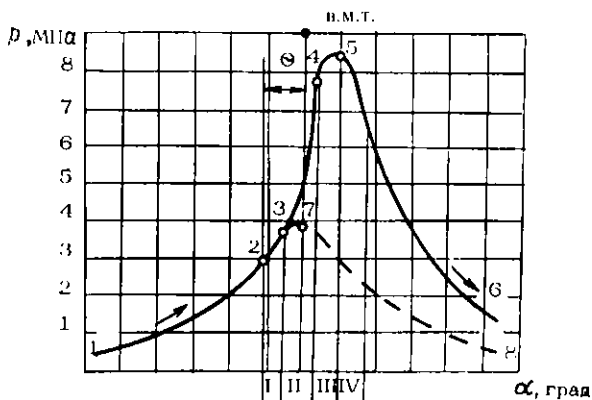


Рис. 5.7. Развернутая диаграмма процесса сгорания в дизельном двигателе

ваться во втором, но чаще она продолжается и в третьем периоде.

Третья фаза (III), называемая *периодом медленного сгорания*, характерна незначительным изменением давления (участок 4—5). Замедленная скорость сгорания топлива, а следовательно, и уменьшенная интенсивность тепловыделения в этой фазе обусловлены меньшей концентрацией кислорода и большим количеством продуктов сгорания в цилиндре. Температура газов в третьей фазе непрерывно повышается, а давление может и возрасти и понизиться. Максимальная температура цикла при оптимальных условиях подачи топлива и протекания сгорания достигается при 20...30 град. п.к.в. после в.м.т. К этому моменту выделяется около 70...80% тепла. Продолжительность третьей фазы зависит от закона подачи топлива, степени завихрения заряда и величины коэффициента избытка воздуха. Подача топлива обычно прекращается в

конце третьей фазы, но догорание его продолжается и дальше в процессе расширения.

Четвертая фаза (IV), называемая *периодом догорания топлива*, начинается с момента достижения максимальной температуры цикла (точка 5). Для быстроходных дизелей этот период более продолжителен по углу поворота коленчатого вала и соответствует 50...60 град. п.к.в., а для тихоходных он короче. Момент окончания периода догорания можно определить только из анализа тепловыделения в процессе расширения. Необходимо стремиться к уменьшению периода догорания, так как он вызывает повышение температуры отработавших газов в конце расширения и увеличение потерь тепла в охлаждающую среду, что ухудшает экономичность дизеля. Уменьшение периода догорания достигается путем активизации процесса сгорания созданием завихрения смеси в цилиндре, а также правильным подбором характеристики подачи топлива. Можно считать, что нормальный процесс сгорания, при котором выделяется 95...97% тепла впрыснутого топлива, заканчивается при 70...80 град. п.к.в. после в.м.т.

Процесс сгорания в дизелях выгодно отличается от процесса сгорания в карбюраторных двигателях прежде всего тем, что в связи с подачей топлива в цилиндр лишь в самом конце такта сжатия исключается возможность возникновения детонации. Поэтому в дизеле может быть применена более высокая степень сжатия, что дает возможность получить более высокие значения термического КПД дизельного цикла и в конечном итоге улучшить экономичность его работы. Другим важным преимуществом дизеля является возможность изменения развиваемой мощности только за счет изменения количества топлива, впрыскиваемого в цилиндр за цикл, не изменяя количества воздуха, т. е. не изменяя сопротивления при наполнении и начального давления цикла. Это также повышает показатели дизеля.

Основным недостатком дизелей является малое время для образования однородной смеси (в самом цилиндре), вследствие чего для сравнительно полного и бездымного сгорания топлива требуется определенный избыток воздуха ($\alpha \geq 1,2$). По этой причине невозможно использовать для сгорания весь объем воздушного заряда в цилиндре, в результате литровая мощность ди-

дизелей при прочих равных условиях меньше, чем карбюраторных двигателей. По этой же причине, а также вследствие больших механических потерь номинальная частота вращения коленчатого вала дизелей меньше, чем карбюраторных двигателей (ограничены возможности форсирования дизелей по частоте циклов).

Вторым недостатком дизелей является высокая жесткость процесса сгорания. Для снижения ее в конструкции некоторых дизелей применяется разделенная камера сгорания (предкамерное смесеобразование), однако при этом ухудшаются пусковые качества и экономичность работы. Снижение жесткости работы дизелей достигается также применением объемно-пленочного и пленочного смесеобразования с камерой сгорания в поршне.

Для лучшего смесеобразования в некоторых моделях дизелей организуется направленное (вихревое) движение свежего заряда путем придания соответствующей формы впускным органам или камере сгорания (вихревая камера).

5.6. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЕ

Свойства топлива. Продолжительность периода задержки воспламенения зависит от температуры самовоспламенения топлива: чем она ниже, тем короче первый период. Степень пригодности топлива для дизелей оценивается цетановым числом (ЦЧ), представляющим процентное содержание по объему цетана ($C_{16}H_{34}$) в смеси с α — метилнафталином, которая при стандартных условиях испытаний по задержке воспламенения эквивалентна данному топливу. Чем выше цетановое число топлива, тем меньше период задержки самовоспламенения его и меньше жесткость работы дизеля. ЦЧ автомобильных и тракторных дизельных топлив должно быть не ниже 45. Повышение ЦЧ может быть достигнуто присадками перекиси ацетона, этилнитрата и других веществ. Например, добавление к топливу 2% этилнитрата повышает ЦЧ с 40 до 59. Следует отметить, что повышение ЦЧ топлива свыше 60 нецелесообразно.

Приближенная зависимость между ЦЧ и ОЧ автомобильных жидких топлив имеет вид: $ОЧ = 120 - 2ЦЧ$.

О пригодности топлива для дизелей можно судить и по температуре самовоспламенения. Дизельное топливо имеет более низкую температуру самовоспламенения, чем бензин, и с повышением давления эта температура заметно снижается (табл. 5.4).

Кроме температуры самовоспламенения, на процесс сгорания в дизелях влияют и другие свойства топлива: вязкость, поверхностное натяжение, фракционный состав, склонность к коксообразованию, кислотность и др. Например, уменьшение вязкости и поверхностного натяжения улучшает распыление топлива, что приводит к снижению продолжительности периода задержки воспламенения и более плавному нарастанию давления.

Степень сжатия. С повышением степени сжатия температура и давление к моменту впрыска повышаются, улучшается теплообмен топлива с воздухом, снижается температура самовоспламенения топлива, а следовательно, уменьшается период задержки воспламенения. Работа дизеля становится менее жесткой. Дизели с более высокими степенями сжатия легче запускаются при низких температурах окружающей среды.

Материал поршня и головки цилиндра. Более высокая температура поверхностей камеры сгорания сокращает период подготовки топлива к самовоспламенению. Следовательно, чугунные поршни и головка, имеющие меньшую теплопроводность, создают лучшие условия для более плавного изменения давления в камере сгорания, чем поршни из алюминиевых сплавов.

Качество распыливания и продолжительность подачи топлива. Качество

Табл. 5.4. Температура самовоспламенения жидких топлив при различных давлениях

Давление, МПа	Температура самовоспламенения, К			
	бензол	бензин	керосин	дизельное топливо
0,3	—	698	693	673
0,9	893	588	548	535
1,5	798	556	493	483
3,0	741	533	479	473

распыливания обуславливает качество приготовления смеси, а значит, и полноту сгорания топлива, и жесткость работы дизеля. При более коротком по времени впрыске большее количество топлива воспламеняется одновременно, быстрее нарастает давление в цилиндре, больше максимальное давление цикла и лучшая экономичность дизеля, чем при более длительном впрыске того же количества топлива. Однако жесткость работы при этом будет большей.

Опережение впрыска топлива. Изменение угла опережения впрыска θ от оптимального значения и в сторону уменьшения и увеличения приводит к снижению показателей цикла. При увеличении θ топливо впрыскивается в воздушную среду с меньшими температурой и давлением, увеличивается период задержки воспламенения, капли топлива успевают осесть на стенках камеры и сгорают здесь неполностью; повышается дымность и жесткость работы дизеля. При слишком малой величине θ большая часть топлива сгорает в процессе расширения, повышается температура отработавших газов и стенок, скорость нарастания давления при сгорании снижается; дизель работает менее жестко, но мощностные и экономические показатели его ухудшаются. Наивыгоднейший угол опережения впрыска зависит от степени сжатия, сорта топлива, давления и температуры на впуске и выпуске, характеристики подачи топлива, способа смесеобразования, частоты вращения коленчатого вала и для современных дизелей составляет около 20 град. п.к.в.

Состав рабочей смеси. Действительный состав рабочей смеси при сгорании в дизеле непрерывно изменяется вследствие поступления топлива, его смешения с воздухом и выгорания. Но изменение состава смеси в дизелях меньше влияет на процесс сгорания, чем в карбюраторных двигателях. Общая продолжительность сгорания уменьшается, а полнота сгорания улучшается в дизелях при увеличении коэффициента избытка воздуха, что объясняется улучшением качества смесеобразования. По мере уменьшения величины α ухудшается качество смесеобразования и полнота сгорания топлива, о чем свидетельствует появление дымности отработавших газов на выпуске. Минимальное значение коэффициента избытка воздуха, соответствующую

щее началу дымления, зависит в основном от способа смесеобразования и находится в пределах:

дизели с неразделенными камерами сгорания	1,3...1,4
дизели с предкамерами или вихревыми камерами	1,2...1,3

Частота вращения коленчатого вала. С увеличением частоты вращения угол поворота коленчатого вала, соответствующий периоду задержки воспламенения, возрастает, хотя абсолютная длительность по времени этого периода уменьшается. Работа дизеля становится более жесткой. Общая продолжительность сгорания топлива по углу поворота коленчатого вала увеличивается, совмещаясь с процессом расширения; температура отработавших газов повышается.

Нагрузка двигателя. С увеличением нагрузки увеличивается общее тепловыделение в цилиндре, температура поверхности камеры сгорания повышается, что положительно сказывается на подготовке топлива к воспламенению и сокращает период задержки воспламенения. Однако период общего сгорания увеличивается вследствие увеличения количества топлива, подаваемого за цикл, а также продолжительности впрыска. Повышение нагрузки в то же время приводит к уменьшению α , так как увеличивается подача топлива за цикл, а количество воздуха при постоянной частоте вращения коленчатого вала почти не изменяется.

Условия впуска. С повышением давления и температуры воздуха, поступающего в цилиндр (например, при наддуве), возрастают давление и температура в конце сжатия, что ускоряет образование смеси при впрыске топлива и уменьшает период задержки его воспламенения; процесс сгорания при этом протекает более плавно.

Противодавление выпуска. При неизменных остальных условиях увеличение давления на выпуске снижает коэффициент наполнения, увеличивает количество остаточных газов. В результате горючая смесь обогащается, а процесс сгорания ухудшается, снижается максимальное давление цикла. Некоторое уменьшение периода задержки воспламенения при этом объясняется более высокой температурой в конце сжатия из-за большего количества остаточных газов.

5.7. ТЕМПЕРАТУРА В КОНЦЕ СГОРАНИЯ

Тепло, выделенное в процессе сгорания топлива, расходуется на увеличение внутренней энергии газов, совершение механической работы и частично передается охлаждающей среде.

Для определения температуры в конце процесса сгорания необходимо вывести термодинамическое уравнение сгорания 1 кг введенного в двигатель топлива, характеризующее тепловой баланс на участке видимого сгорания $c \rightarrow z$ (рис. 5.8).

Уравнение сгорания в общем виде для цикла с обобщенным подводом тепла (участок $c \rightarrow z' \rightarrow z$), согласно первому закону термодинамики,

$$dQ = dU + dL,$$

или в конечном виде

$$Q_{cz} = U_z - U_c + L_{z'z},$$

где Q_{cz} — количество тепла, сообщенное при сгорании 1 кг топлива продуктам сгорания, затраченное на увеличение их внутренней энергии и совершение механической работы; U_z , U_c — внутренняя энергия продуктов сгорания и рабочей смеси; $L_{z'z}$ — работа расширения газов при $p = \text{const}$ (участок $z' \rightarrow z$).

Но количество тепла, сообщенное продуктам сгорания на участке $c \rightarrow z$ (Q_{cz}), равно низшей теплоте сгорания топлива H_u за вычетом тепловых потерь $Q_{\text{пот}}$ вследствие догорания топлива в процессе последующего расширения, теплоотдачи в стенки камеры сгорания и диссоциации.

$$Q_{cz} = H_u - Q_{\text{пот}}.$$

Отношение $Q_{cz}/H_u = \xi$ называется коэффициентом использования тепла на участке видимого сгорания $c \rightarrow z' \rightarrow z$. Следовательно,

$$Q_{cz} = \xi H_u.$$

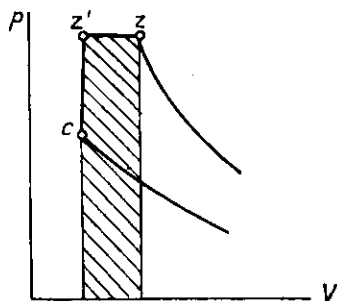


Рис. 5.8. Теоретическая диаграмма процесса сгорания обобщенного цикла

Внутренняя энергия продуктов сгорания (в точке z) и рабочей смеси (в точке c) записывается выражениями:

$$U_z = mC_V''(M_2 + M_r) T_z;$$

$$U_c = mC_V'(M_1 + M_r) T_c,$$

где mC_V'' и mC_V' — средние молярные теплоемкости продуктов сгорания и рабочей смеси при постоянном объеме, кДж/кмоль·К; M_2 , M_r и M_1 — количество продуктов сгорания, остаточных газов и свежего заряда, кмоль; T_z , T_c — температуры продуктов сгорания и рабочей смеси, К.

Пренебрегая влиянием на молярную теплоемкость остаточных газов и топлива ввиду их сравнительной малости, можем считать, что

$$mC_V' = mC_V,$$

где mC_V — средняя молярная теплоемкость воздуха кДж/кмоль·К.

Работа изобарного расширения газов на участке $z' - z$

$$L_{z',z} = p_z V_z - p_{z'} V_{z'},$$

или, так как

$$p_{z'} = \lambda_p p_c \text{ и } V_{z'} = V_c,$$

будем иметь

$$L_{z',z} = p_z V_z - \lambda_p p_c V_c. \quad (5.1)$$

Уравнение состояния продуктов сгорания в точке z имеет вид

$$p_z V_z = 8,315 (M_2 + M_r) T_z;$$

а рабочей смеси в точке c

$$p_c V_c = 8,315 (M_1 + M_r) T_c.$$

Подставляя эти значения в выражение (5.1), имеем

$$L_{z',z} = 8,315 (M_2 + M_r) T_z - 8,315 (M_1 + M_r) T_c \lambda_p.$$

После подстановки выражений Q_{cz} , U_z , U_c и $L_{z',z}$ в уравнение сгорания в конечном виде получим

$$\begin{aligned} \xi H_u = & mC_V''(M_2 + M_r) T_z - mC_V'(M_1 + M_r) T_c + \\ & + 8,315 (M_2 + M_r) T_z - 8,315 (M_1 + M_r) \lambda_p T_c. \end{aligned}$$

Разделив обе части уравнения на $(M_1 + M_r)$, сделав приведение подобных членов, перенеся известные величины в левую часть и учитывая, что

$$\frac{M_r}{M_1} = \gamma_r; M_1 + M_r = M_1 \left(1 + \frac{M_r}{M_1} \right) = M_1 (1 + \gamma_r);$$

$$\frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \mu,$$

$$mC_v'' + 8,315 = mC_p'',$$

будем иметь

$$\frac{\xi H_u}{M_1 (1 + \gamma_r)} + (mC_v + 8,315\lambda_p) T_c = mC_p'' \mu T_z.$$

Полученное уравнение сгорания позволяет определить максимальную температуру цикла в дизеле.

Для цикла со сгоранием топлива при $V = \text{const}$ (карбюраторный двигатель) работа газов $L_{z,z} = 0$, и уравнение сгорания принимает вид:

а) для случая полного сгорания топлива ($\alpha \geq 1$)

$$\frac{\xi H_u}{M_1 (1 + \gamma_r)} + mC_v T_c = mC_p'' \mu T_z;$$

б) для случая неполного сгорания топлива ($\alpha < 1$)

$$\frac{\xi (H_u - \Delta H_u)}{M_1 (1 + \gamma_r)} + mC_v T_c = mC_p'' \mu T_z,$$

где ΔH_u — потерянная доля теплоты сгорания 1 кг топлива из-за неполноты сгорания, кДж/кг.

Определение температуры конца сгорания по приведенным уравнениям сгорания сводится к решению квадратного уравнения относительно T_z , так как теплоемкость продуктов сгорания является линейной функцией их температуры (см. табл. 4.2).

Температура газов в конце сгорания в карбюраторных двигателях при работе с полной нагрузкой $T_z = 2300 \dots 2800$ К, а в дизелях $T_z = 1800 \dots 2200$ К.

Следовательно, температура в конце сгорания в дизелях меньше, чем в карбюраторных двигателях, несмотря на то, что температура в конце сжатия у них выше. Это объясняется тем, что в дизелях на 1 кг сгоревшего топлива приходится примерно в полтора раза

больше газов, воспринимающих выделенное тепло, чем в карбюраторных двигателях (о чем свидетельствуют сравнительные величины коэффициента избытка воздуха). К тому же теплота сгорания дизельного топлива меньше, чем бензина, и коэффициент использования тепла в дизелях также меньший, чем в карбюраторных двигателях. Кроме того, к концу сгорания в дизелях часть тепла расходуется на работу предварительного расширения.

Коэффициент использования тепла зависит от ряда факторов: режима работы двигателя, способа смесеобразования, условий охлаждения и догорания топлива в процессе расширения. Значение коэффициента ξ для двигателей, работающих с полной нагрузкой, находится в пределах:

карбюраторные двигатели	0,85...0,90
дизели	0,70...0,85

5.8. ДАВЛЕНИЕ В КОНЦЕ СГОРАНИЯ

Для определения давления в конце процесса сгорания запишем уравнения состояния газов для начала (точка с) и конца сгорания (точка z):

$$p_z V_z = 8,315 (M_z + M_r) T_z;$$

$$p_c V_c = 8,315 (M_1 + M_r) T_c.$$

Разделив первое уравнение на второе, получим

$$\frac{p_z}{p_c} \cdot \frac{V_z}{V_c} = \frac{M_z + M_r}{M_1 + M_r} \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

Так как

$$\frac{V_z}{V_c} = \rho; \quad \frac{M_z + M_r}{M_1 + M_r} = \mu,$$

то

$$\frac{p_z}{p_c} = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c},$$

откуда

$$p_z = p_c \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

Такова формула определения p_z для дизелей (обобщенный термодинамический цикл). Если известна сте-

пень повышения давления λ_p , то p_z определяется по формуле $p_z = p_c \lambda_p$.

Для цикла со сгоранием при $V = \text{const}$ (карбюраторные двигатели) имеем $\rho = V_z/V_c = 1$ и формула для p_z примет вид

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c}.$$

Необходимые для расчета величины λ_p и ρ выбираются в пределах:

$$\begin{aligned} \lambda_p &= 3 \dots 4 \text{ — для карбюраторных двигателей} \\ \lambda_p &= 1,2 \dots 2,4 \text{ — для дизелей} \\ \rho &= 1,2 \dots 1,7 \text{ — для дизелей} \end{aligned}$$

Величина давления в конце сгорания (максимальное давление цикла) в дизелях существенно зависит от способа смесеобразования. В дизелях с неразделенными камерами сгорания максимальное давление больше, чем в дизелях с разделенными камерами, а значит, выше скорость нарастания давления и жесткость их работы. Максимальное давление существенно зависит также от угла опережения впрыска и при больших углах опережения может достигать 10...11 МПа.

Обычные величины p_z для дизелей, работающих с полной нагрузкой, находятся в пределах 6...10 МПа (меньшие значения относятся к двигателям с разделенными камерами сгорания).

Величина максимального давления сгорания в карбюраторных двигателях находится в пределах 3,5...5,5 МПа и зависит от степени сжатия, нагрузки, частоты вращения коленчатого вала и состава смеси. Так, при повышении ϵ уменьшаются объем и поверхность теплообмена камеры сгорания, что приводит к увеличению p_z . При полной нагрузке двигателя наибольшая величина p_z имеет место на средних частотах вращения коленчатого вала, что объясняется лучшим наполнением цилиндров на этих частотах. Наибольшая величина p_z наблюдается при работе двигателя на обогащенной смеси ($\alpha = 0,85 \dots 0,95$).

Глава 6. ПРОЦЕССЫ РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА

6.1. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

В процессе расширения внутренняя энергия продуктов сгорания преобразуется в механическую работу. Началом этого процесса условно считают момент достижения в цилиндре максимального давления цикла, однако в начальном периоде процесса расширения имеет место совмещение его с процессом сгорания (периодом догорания топлива).

В отличие от теоретического цикла в реальном двигателе процесс расширения протекает не адиабатно, а сопровождается интенсивным теплообменом между газами и стенками, некоторой утечкой газа через неплотности, подводом тепла к газам при догорании топлива и восстановлении продуктов диссоциации, а также уменьшением теплоемкости газов при понижении их температуры. В результате действительный процесс расширения протекает по политропе с непрерывно изменяющимся показателем n_2' (рис. 6.1).

В начале процесса расширения приток тепла к газам превышает теплотери, протекание процесса ближе к изотермическому и показатель политропы расширения меньше показателя адиабаты ($n_2' < k_2$). При дальнейшем расширении тепловые потери возрастают, приток тепла к газам уменьшается, показатель политропы повышается. Когда теплотери равны теплопритоку, имеет место равенство $n_2' = k_2$. При последующем расширении, когда теплотери превысят теплоприток, справедливо неравенство $n_2' > k_2$.

Как и для процесса сжатия, в связи с трудностью учета всех явлений, сопровождающих процесс расширения, в расчетах действительную кривую расширения с переменным показателем заменяют эквивалентной политропной кривой с постоянным показателем n_2 . Поскольку в процессе расширения суммарный теплоприток к газам больше суммарного теплоотвода, показатель эквивалентной политропы меньше показателя адиабаты ($n_2 < k_2$), а кривая политропы расширения располагается выше кривой адиабаты, но ниже кривой изотермы (рис. 6.2).

Для ориентировочных вычислений показателя политропы расширения карбюраторных двигателей можно пользоваться эмпирической формулой В. А. Петрова:

$$n_2 = 1,22 + 130n,$$

где n — частота вращения коленчатого вала, 1/мин.

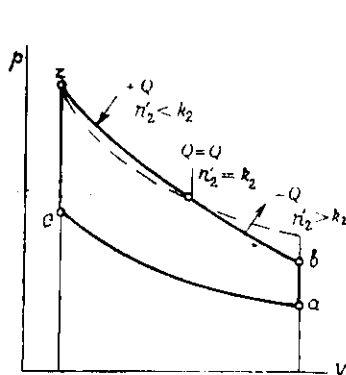


Рис. 6.1. Теоретическая диаграмма процесса расширения в цикле с подводом тепла при постоянном объеме

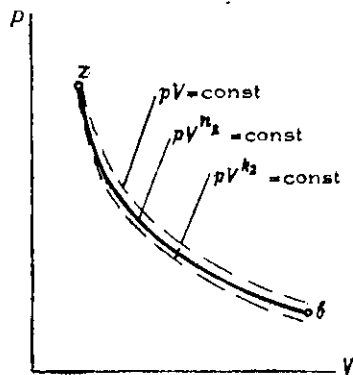


Рис. 6.2. Сравнительная диаграмма процессов расширения при различных термодинамических условиях

Среднее значение показателя политропы расширения находится в пределах:

карбюраторные двигатели	1,25...1,33
дизели	1,22...1,25

На величину среднего значения показателя политропы расширения оказывают влияние ряд факторов.

Состав смеси. Величина коэффициента избытка воздуха существенно влияет на показатель политропы n_2 , от нее зависит скорость сгорания, длительность периода догорания, температура и теплоемкость газов. С увеличением α показатель n_2 уменьшается, так как преобладающим при этом является догорание топлива на линии расширения.

Частота вращения и нагрузка двигателя. Увеличение частоты вращения коленчатого вала связано с усилением завихрения и повышением скорости

сгорания смеси, что способствует увеличению n_2 . При этом увеличивается угол поворота коленчатого вала, соответствующий догоранию в процессе расширения, и уменьшаются потери газов от утечки через неплотности. В итоге при увеличении частоты вращения показатель n_2 уменьшается.

Повышение нагрузки в дизелях связано с увеличением цикловой подачи топлива, что приводит к увеличению продолжительности фазы догорания, в результате показатель n_2 уменьшается. В карбюраторном двигателе повышение нагрузки приводит к росту давления и температуры в конце сжатия. Изменяются также состав смеси, количество остаточных газов и угол опережения зажигания. Совокупное влияние всех этих факторов приводит к тому, что показатель n_2 почти не зависит от нагрузки, а если и зависит, то лишь в области малых нагрузок.

Увеличение отношения S/D при неизменном V_h увеличивает показатель n_2 в связи с увеличением удельной поверхности теплообмена газов со стенками.

Увеличение линейных размеров цилиндра при неизменном S/D уменьшает показатель n_2 в связи с уменьшением удельной поверхности теплообмена.

Интенсификация охлаждения увеличивает показатель n_2 вследствие увеличения теплотерь в процессе расширения.

6.2. ДАВЛЕНИЕ И ТЕМПЕРАТУРА В КОНЦЕ РАСШИРЕНИЯ

Из уравнения политропного процесса $pV^{n_2} = \text{const}$ можно записать

$$p_b V_b^{n_2} = p_z V_z^{n_2},$$

откуда давление в цилиндре в конце расширения для цикла со смешанным подводом тепла (дизели) будет

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad (5.2)$$

так как

$$\frac{V_z}{V_b} = \frac{V_z}{V_a} = \frac{1}{\delta},$$

или, учитывая, что $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$, выражение (5.2) может быть записано в виде

$$p_b = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_1}.$$

Для цикла со сгоранием при $V = \text{const}$ (карбюраторные двигатели) давление в конце расширения будет

$$p_b = p_z \frac{1}{\varepsilon^{n_1}}, \text{ так как } \rho = 1.$$

В дизелях $p_b = 0,3 \dots 0,5$ МПа, а в карбюраторных двигателях $p_b = 0,4 \dots 0,6$ МПа. Меньшие значения давления в дизелях объясняются в основном большей степенью расширения.

Температура газов в конце расширения может быть определена из уравнения состояния газов, записанного для начала и конца процесса расширения:

$$p_b V_b = 8,315 (M_z + M_r) T_b;$$

$$p_z V_z = 8,315 (M_z + M_r) T_z,$$

откуда

$$T_b = T_z \frac{p_b}{p_z} \cdot \frac{V_b}{V_z} = T_z \frac{p_b}{p_z} \delta.$$

Или, так как $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$, то

$$T_b = T_z \left(\frac{\varepsilon}{\rho} \right) \frac{p_b}{p_z}.$$

Для дизелей имеем

$$\frac{p_b}{p_z} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_1},$$

и, значит,

$$T_b = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_1 - 1}.$$

Для двигателя со сгоранием при $V = \text{const}$ (карбюраторные двигатели) имеем

$$\frac{p_b}{p_z} = \frac{1}{\varepsilon^{n_1}}; \rho = 1.$$

Тогда

$$T_b = T_z \frac{1}{e^{\eta_z} - 1}.$$

В дизелях $T_b = 1000 \dots 1200$ К, а в карбюраторных двигателях $T_b = 1300 \dots 1700$ К.

6.3. ПРОЦЕСС ВЫПУСКА

Процесс выпуска в четырехтактных двигателях начинается с момента открытия выпускного клапана, т. е. за $40 \dots 60$ град. п.к.в. до прихода поршня в н.м.т., и заканчивается в момент закрытия его, т. е. через $10 \dots 20$ град. п.к.в. после прихода поршня в в.м.т. Следовательно, общая продолжительность процесса выпуска составляет $230 \dots 260$ град. п.к.в. (рис. 6.3).

Опережение открытия выпускного клапана вызвано стремлением уменьшить затраты работы на выталкивание из цилиндра отработавших газов. При работе двигателя с полной нагрузкой в момент открытия выпускного клапана с опережением (точка δ на рис. 6.3) давление в цилиндре превышает давление окружающей среды и отработавшие газы еще до прихода поршня в н.м.т. вытекают из цилиндра с критической скоростью. Этот период вытекания газов с критической скоростью до

прихода поршня в н.м.т. называется *первым периодом выпуска*.

Критическая скорость истечения отработавших газов при температуре $1000 \dots 1700$ К составляет $w_{кр} = 600 \dots 750$ м/с и может быть определена по приближенной формуле

$$w_{кр} \approx 18,8 \sqrt{T}.$$

Истечение газов с критическими скоростями всегда сопровож-

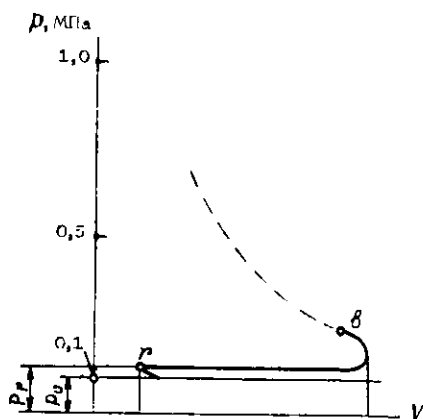


Рис. 6.3. Диаграмма процесса выпуска в четырехтактном двигателе

дается характерным звуковым эффектом, для гашения которого на двигателе устанавливается глушитель.

При достижении давления в цилиндре примерно 0,19 МПа (что имеет место вблизи н. м. т.) критическое истечение газов переходит в докритическое. Докритическое истечение отработавших газов во время *второго периода выпуска*, который заканчивается в момент закрытия выпускного канала, характерно более низкими скоростями, достигающими в конце процесса выпуска примерно 60...100 м/с.

При работе двигателя с полной нагрузкой в первый период выпуска из цилиндра удаляется до 60% отработавших газов. По мере дросселирования снижаются, как отмечалось ранее, все давления цикла, а значит, и давление в момент открытия выпускного клапана. Вследствие этого при дросселировании сокращается, а иногда и вовсе исчезает первый период выпуска. Внешне это проявляется в том, что при сильно прикрытых дроссельных заслонках шум выхлопа незначительный в двигателях и без глушителя.

В течение второго периода выпуска давление в цилиндре изменяется по ходу поршня в зависимости от скорости последнего, конструкции выпускных органов и других конструктивных и эксплуатационных факторов: нагрузки, частоты вращения, состава смеси и главным образом температуры газов, сопротивления выпускного тракта и схемы соединения выпусков от отдельных цилиндров в общий коллектор. Давление в процессе выпуска условно считают постоянным и равным среднему давлению за весь такт выпуска: $p_r = 0,105...0,125$ МПа.

При выборе величины p_r в тепловом расчете следует учитывать прежде всего частоту вращения коленчатого вала и рабочий объем цилиндра, определяющие расход газов, а также сопротивление выпускного тракта.

Температура отработавших газов в конце процесса выпуска зависит в основном от тех факторов, что и температура в конце процесса расширения. Наиболее высокая температура газов имеет место при несколько обедненной смеси (примерно при $\alpha = 1,05...1,15$ в карбюраторных двигателях). Увеличение нагрузки и частоты вращения двигателя приводит к повышению температуры отработавших газов. Температура газов (в К) в конце процесса выпуска находится в пределах:

карбюраторные двигатели	900...1100
дизели	700...900

Отработавшие газы имеют значительную тепловую и кинетическую энергию, использование которой позволяет улучшить мощные и экономические показатели работы двигателя. С этой целью в выпускном тракте иногда устанавливается газовая турбина для привода нагнетателя (газотурбинный наддув) или эжектор для создания потока охлаждающего воздуха через радиатор системы охлаждения (эжекторное охлаждение). Высокая температура отработавших газов используется также для подогрева свежего заряда во впускном коллекторе или для обогрева кузова автосамосвала в зимнее время.

6.4. ТОКСИЧНОСТЬ И МЕТОДЫ ОБЕЗВРЕЖИВАНИЯ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Отработавшие газы, удаляемые из двигателя внутреннего сгорания в окружающую атмосферу, содержат ряд токсичных химических соединений. Токсичными составляющими отработавших газов являются: окись углерода CO как продукт неполного окисления углерода (в карбюраторных двигателях, работающих на обогащенной смеси, количество CO может достигать 10% от общего объема продуктов сгорания); окись NO и двуокись NO₂ азота; сероводород H₂S (имеется в отработавших газах при сгорании топлив, содержащих серу); обособленные углеводороды, особенно бенз-а-пирен; соединения свинца как продукта сгорания этилированных бензинов.

В настоящее время известны два способа снижения токсичности отработавших газов:

1) совершенствование процесса сгорания с целью достижения большей полноты сгорания топлива на различных режимах работы двигателя;

2) применение в системе выпуска специальных аппаратов (нейтрализаторов).

В связи с этим двигатели автомобилей должны работать по возможности на обедненных смесях ($\alpha > 1$). Система зажигания должна быть всегда исправной и обеспечивать достаточно высокую энергию искры, чтобы не допускать пропусков или неполноты сгорания.

Особенно неблагоприятными режимами работы двигателя с точки зрения токсичности отработавших газов являются холостой ход и торможение двигателя (принудительный холостой ход). На этих режимах из-за увеличения разрежения в процессе наполнения в цилиндры из картера проникает масло, увеличивающее токсичность отработавших газов. Ослабить это явление можно путем установки во впускном коллекторе регулятора разрежения, автоматически соединяющего впускной трубопровод с атмосферой или балансировкой давления во впускном коллекторе и картере.

Наиболее распространенным методом нейтрализации отработавших газов является очистка их путем пропуска через специальные нейтрализаторы.

Нейтрализаторы могут быть пламенные, работающие на принципе дожигания продуктов неполного сгорания топлива; жидкостные, где химическим путем связываются альдегиды и окислы азота, а механическим отделяется сажа; каталитические, в которых беспламенное окисление продуктов неполного сгорания топлива интенсифицируется присутствием катализатора.

По габаритам и простоте обслуживания каталитические нейтрализаторы считаются лучшими. Однако массовое внедрение их ограничивается дефицитностью достаточно активного катализатора.

Глава 7. ПОКАЗАТЕЛИ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

7.1. ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Индикаторная работа. Работа, совершаемая газами в цилиндрах двигателя, называется *индикаторной*. Индикаторная работа газов в одном цилиндре за один цикл называется *работой цикла*. Она может быть определена с помощью индикаторной диаграммы, построенной по данным теплового расчета двигателя (рис. 7.1).

Площадь, ограниченная контуром $a - c - z' - z - b - b'' - r - a$ расчетной индикаторной диаграммы, будет в соответствующем масштабе представлять теоретическую индикаторную работу газов в одном цилиндре за цикл.

Причем площадь F_T верхней петли этой диаграммы, ограниченная контуром $a-c-z'-z-b-a$, характеризует положительную работу газов за цикл L_i , а площадь нижней петли, ограниченная контуром $a-r-b''-a$, — работу ΔL_i , затрачиваемую на насосные ходы поршня для газообмена в цилиндре (за счет работы газов в других цилиндрах или за счет кинетической энергии движущихся масс).

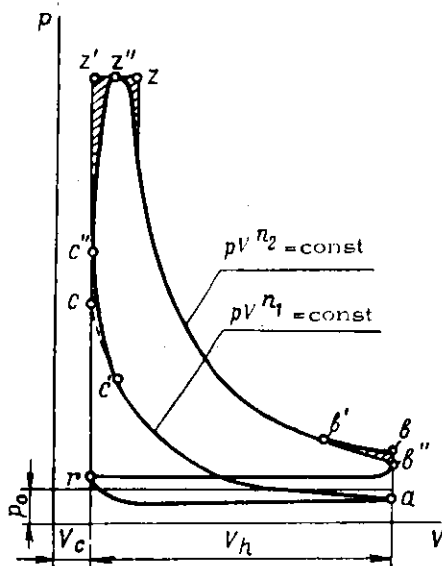


Рис. 7.1. Действительная и расчетная индикаторные диаграммы четырехтактного двигателя

Площадь верхней петли действительной индикаторной диаграммы F_d , ограниченная контуром $a-c'-c''-z''-b''-a$, примерно на 5% меньше площади верхней петли расчетной диаграммы F_T . Это объясняется изменениями действительного давления газа в цилиндре от расчетного вследствие опережения зажигания (или впрыска топлива), опережения выпуска отработавших газов и отличия действительного подвода тепла от теоретического. Уменьшение площади расчетной диаграммы по указанным причинам учитывается с помощью коэффициента полноты диаграммы φ_D :

$$\varphi_{\pi} = \frac{F_d}{F_r}.$$

Для автотракторных двигателей $\varphi_{\pi}=0,93\ldots 0,97$.

Таким образом, действительная индикаторная работа газов в одном цилиндре за один цикл

$$L_i = \varphi_{\pi} L_i' - \Delta L_i,$$

где ΔL_i — часть индикаторной работы, затрачиваемой на процессы газообмена (впуска и выпуска).

Среднее индикаторное давление. Для сравнительной оценки работоспособности циклов, совершаемых газами в разных цилиндрах двигателя (или разных двигателей), пользуются величиной индикаторной работы за цикл, отнесенной к единице рабочего объема цилиндра и представляющей среднее индикаторное давление.

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} \text{ Па} = \frac{L_i}{V_h 10^6} \text{ МПа},$$

где L_i — действительная индикаторная работа газов в одном цилиндре за один цикл, Дж (или в Нм); V_h — рабочий объем цилиндра, м³.

Среднее индикаторное давление — это условно постоянное давление на поршень в течение одного хода поршня, совершающее работу, равную индикаторной работе газов за весь цикл (рис. 7.2).

Теоретическое среднее индикаторное давление p_i' , характеризующее лишь положительную расчетную индикаторную работу газов за цикл, определится по формуле

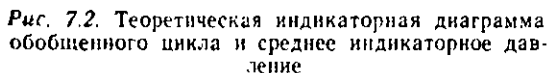
$$p_i' = \frac{L_i'}{V_h} \text{ Па} = \frac{L_i'}{V_h 10^6} \text{ МПа}, \quad (7.1)$$

где L_i' — положительная индикаторная работа расчетного цикла, без учета насосных потерь и скруглений диаграммы; V_h — рабочий объем цилиндра, м³.

Графически p_i' представляет высоту прямоугольника, построенного на основании V_h , площадь которого равна площади верхней петли расчетной индикаторной диаграммы. Отсюда величина p_i' может быть определена путем вычисления площади верхней петли расчетной индикаторной диаграммы и деления ее на длину диаграммы. Площадь верхней петли индикаторной диаграммы в соответст-

Теоретическую расчетную индикаторную работу газов за цикл L_i' можно определить аналитическим путем.

где $L_{2,2}$ — работа газов на участке предварительного расширения; L_{2b} — работа газов на участке последующего



Из термодинамики известно, что

ИЛИ, ТАК КАК

TO

84

Работа политропного расширения

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2-1} (p_z V_z - p_b V_b) = \frac{p_z V_z}{n_2-1} \left(1 - \frac{p_b V_b}{p_z V_z} \right),$$

или, так как

$$\frac{p_b V_b}{p_z V_z} = \frac{T_b}{T_z} = \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

и

$$p_z V_z = \lambda_p \rho p_c V_c,$$

то

$$L_{zb} = p_c V_c \frac{\lambda_p \rho}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right).$$

Работа политропного сжатия

$$L_{ac} = \frac{1}{n_1-1} (p_c V_c - p_a V_a) = \frac{p_c V_c}{n_1-1} \left(1 - \frac{p_a V_a}{p_c V_c} \right),$$

или, так как

$$\frac{p_a V_a}{p_c V_c} = \frac{T_a}{T_c} = \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}},$$

то

$$L_{ac} = p_c V_c \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right).$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} L'_i &= L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac} = p_c V_c [\lambda_p (\rho - 1) + \\ &+ \frac{\lambda_p \rho}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right)]. \end{aligned}$$

Подставляя выражение L'_i в формулу (7.1) и учитывая, что $\frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\epsilon-1}$, получим формулу для среднего теоретического индикаторного давления обобщенного цикла (для дизеля):

$$\begin{aligned} p_i &= \frac{p_c}{\epsilon-1} \left[\lambda_p (\rho - 1) + \frac{\lambda_p \rho}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right]. \end{aligned} \quad (7.2)$$

Для цикла со сгоранием при $V = \text{const}$ (карбюраторные двигатели), у которого $\rho = 1$ и $\delta = \varepsilon$,

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda p \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (7.3)$$

Размерность давления p_i' , вычисленного по формулам (7.2), (7.3), будет такая же, как и размерность давления p_c , поскольку все остальные величины, входящие в формулы, безразмерные.

Действительное среднее индикаторное давление цикла p_i будет меньше теоретического за счет скруглений действительной индикаторной диаграммы и насосных потерь на впуске и выпуске:

$$p_i = p_i' \varphi_{\Pi} - \Delta p_i.$$

Насосные потери Δp_i в четырехтактных двигателях (иногда их относят к механическим потерям) определяются по формуле

$$\Delta p_i = p_r - p_a.$$

Насосные потери вспомогательных процессов зависят в основном от частоты вращения коленчатого вала двигателя, сопротивления впускного и выпускного трактов и находятся в пределах $\Delta p_i = 0,02 \dots 0,04$ МПа (величина Δp_i для четырехтактных двигателей с наддувом может быть и отрицательной, если $p_a > p_r$).

Значения действительного среднего индикаторного давления (в МПа) различных двигателей при полной нагрузке находятся в пределах:

четырёхтактные карбюраторные двигатели	0,8...1,2
двухтактные карбюраторные двигатели с кривошипно-камерной продувкой	0,35...0,55
четырёхтактные дизели без наддува	0,7...1,1
четырёхтактные дизели с наддувом	до 2,2
двухтактные дизели без наддува	0,4...0,7
двухтактные дизели с наддувом	до 1,2

По мере уменьшения нагрузки давление p_i снижается. При работе двигателя без нагрузки (холостой ход) вся индикаторная работа затрачивается на трение и

привод вспомогательных механизмов двигателя ($p_i = p_m$). При работе двигателя с полной нагрузкой величина среднего индикаторного давления существенно зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя (рис. 7.3).

Максимальное значение p_i имеет место на средних частотах вращения, близких к 50% от номинальных.

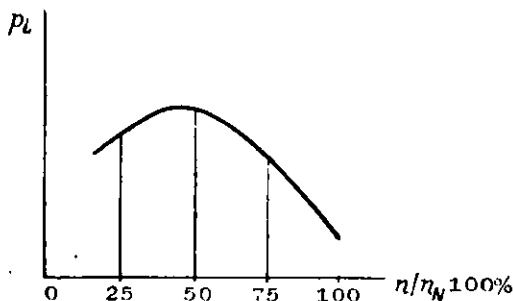


Рис. 7.3. Зависимость среднего индикаторного давления от частоты вращения (при полной нагрузке двигателя)

При этих частотах вращения наполнение цилиндра свежим зарядом достигает наибольшей величины при сравнительно небольших тепловых потерях цикла. При меньших частотах вращения индикаторное давление будет меньше вследствие больших тепловых потерь и меньшего наполнения из-за обратного выброса из цилиндра свежего заряда. При больших частотах тепловыделение в цилиндре уменьшается из-за ухудшения наполнения. Тепловые потери также уменьшаются, однако значительно возрастают насосные потери, связанные с газообменом. В результате снижаются все давления в характерных точках цикла, а значит, и среднее индикаторное давление.

Индикаторная мощность двигателя. Работа, совершаемая газами в цилиндре двигателя за единицу времени, называется *индикаторной мощностью*.

Индикаторная работа газов в одном цилиндре за один цикл (в Нм)

$$L_i = p_i V_h,$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Па; V_h — рабочий объем цилиндра, м³.

Индикаторная работа газов в одном цилиндре за одну секунду, или индикаторная мощность одного цилиндра двигателя (в Вт)

$$N_{i_{\text{ц}}} = p_i V_h \frac{2n}{60\tau},$$

где n — частота вращения коленчатого вала, 1/мин; τ — тактность двигателя (число ходов поршня за цикл).

Индикаторная мощность многоцилиндрового двигателя

$$N_i = i_{\text{ц}} N_{i_{\text{ц}}} = p_i V_h i_{\text{ц}} \frac{2n}{60\tau} = \frac{p_i V_h n i_{\text{ц}}}{30\tau}, \quad (7.4)$$

где $i_{\text{ц}}$ — число цилиндров в двигателе.

Для размерностей p_i в МПа и V_h в литрах формула (7.4) имеет тот же вид, но размерность мощности будет в кВт, а именно:

для четырехтактных двигателей ($\tau = 4$)

$$N_i = \frac{p_i V_h n i_{\text{ц}}}{120};$$

для двухтактных двигателей ($\tau = 2$)

$$N_i = \frac{p_i V_h n i_{\text{ц}}}{60}.$$

Индикаторный КПД. В отличие от теоретического цикла, в котором тепловые потери (принципиально неустраняемые) связаны лишь с необходимостью отдачи части подведенного тепла холодильнику, в действительном рабочем цикле имеет место ряд дополнительных, принципиально устранимых потерь тепла, вызванных теплообменом между газом и стенками, неполнотой сгорания топлива, диссоциацией продуктов сгорания, утечкой рабочей смеси через неплотности и т. п.

Степень использования тепла в действительном рабочем цикле оценивается *индикаторным КПД* η_i , представляющим отношение тепла, выделенного при сгорании 1 кг топлива и преобразованного в полезную работу цикла L_i , к теплоте сгорания топлива H_u :

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u}. \quad (7.5)$$

Работа цикла, как известно, $L_i = p_i V_h$.

Из уравнения состояния свежего заряда в цилиндре двигателя, отнесенного к 1 кг топлива,

$$P_0 V_h \eta_V = 8,315 M_1 T_0$$

имеем

$$V_h = \frac{8,315 M_1 T_0}{P_0 \eta_V}.$$

Формула для индикаторной работы примет вид

$$L_i = p_i \frac{8,315 M_1 T_0}{P_0 \eta_V}.$$

Подставляя это выражение в формулу (7.5), получим

$$\eta_i = 8,315 \frac{M_1 T_0 p_i}{H_u P_0 \eta_V}. \quad (7.6)$$

Если известны индикаторная мощность N_i (кВт), часовой расход топлива G_T (кг/ч) и теплота сгорания топлива H_u (кДж/кг), то индикаторный КПД можно определить по формуле

$$\eta_i = 3600 \frac{N_i}{G_T H_u}. \quad (7.7)$$

Этой формулой пользуются для вычисления индикаторного КПД реального двигателя по результатам стендовых испытаний, в то время как формулой (7.6) — при расчетах вновь проектируемого двигателя.

У существующих автотракторных двигателей индикаторный КПД находится в пределах:

карбюраторные двигатели	0,25...0,40
дизели	0,38...0,50

Степень совершенства действительного рабочего цикла по отношению к теоретическому оценивается относительным коэффициентом полезного действия η_g :

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t}.$$

Существующие двигатели имеют относительный КПД 0,60...0,90.

Индикаторный удельный расход топлива. Кроме индикаторного КПД, для оценки экономичности действи-

тельного цикла пользуются величиной расхода топлива, приходящегося на один киловатт мощности в течение часа, т. е. *индикаторным удельным расходом топлива* g_i :

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч} = \frac{G_T}{N_i} \cdot 10^3 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}. \quad (7.8)$$

Из формулы (7.7) имеем

$$G_T = \frac{3600 N_i}{\eta_i H_u}.$$

Подставляя в формулу (7.8), получим

$$g_i = \frac{13,6}{H_u \eta_i} \cdot 10^8 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Учитывая формулу (7.6), для вновь проектируемого двигателя будем иметь следующую формулу для расчета индикаторного удельного расхода топлива:

$$g_i = 432,9 \cdot 10^3 \frac{p_0 \eta_V}{M_i p_i T_0} \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Для двигателей с наддувом вместо p_0 и T_0 подставляются значения давления p_h и температуры T_h свежего заряда, поступающего из нагнетателя. Обычно в дизелях $g_i = 170 \dots 200 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$, а в карбюраторных двигателях $g_i = 240 \dots 340 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$ (большие значения относятся к мотоциклетным и пусковым двухтактным двигателям с кривошипно-камерной продувкой).

Зависимость индикаторных показателей от режима работы двигателя. Основными индикаторными показателями двигателя являются индикаторная мощность и соответствующий удельный расход топлива. Эти показатели даже при полной нагрузке двигателя не остаются постоянными и в значительной степени зависят от скоростного режима работы его, так как изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя существенно влияет на протекание отдельных процессов цикла. Из формулы для индикаторной мощности

$$N_i = \frac{p_{in} V_{hiu}}{30\tau}$$

видно, что при неизменном скоростном режиме ($n = \text{const}$) индикаторная мощность данного двигателя за-

висит лишь от величины p_i , причем зависимость эта пропорциональная. Следовательно, график N_i по любому режимному параметру при $n = \text{const}$ будет отличаться от аналогичного графика для p_i лишь масштабом.

С другой стороны, если бы на всех скоростных режимах давление оставалось неизменным, то график изменения индикаторной мощности данного двигателя по частоте вращения коленчатого вала представлял бы прямую, проведенную из начала координат (пунктирная линия на рис. 7.4, а). Но так как среднее индикаторное

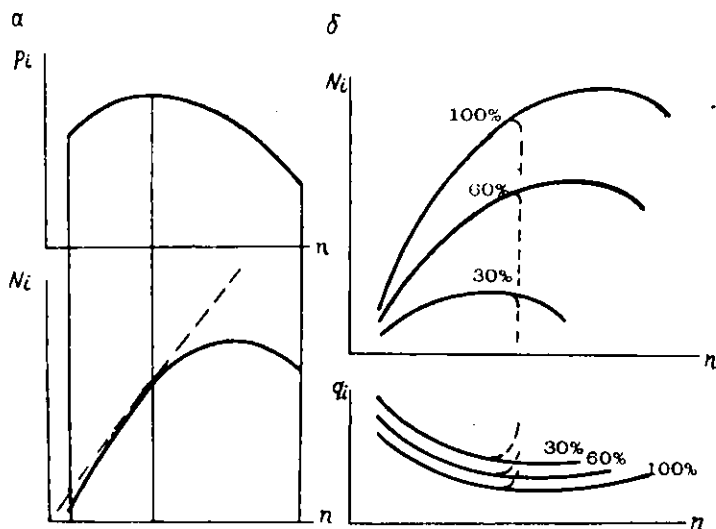


Рис. 7.4. Зависимость индикаторных показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала:

а—графики среднего давления и мощности; б—графики мощности и удельного расхода топлива

давление изменяется при изменении частоты вращения, то прямолинейный график индикаторной мощности деформируется в выпуклую кривую, касающуюся исходной прямой при частоте вращения, соответствующей точке максимума на графике индикаторного давления.

Точка максимума на графике индикаторной мощности имеет место при таком скоростном режиме двигателя, при котором прирост ее за счет возрастания количества циклов в единицу времени компенсируется убыванием за счет уменьшающегося индикаторного давления.

Удельный индикаторный расход топлива значительно изменяется при изменении скоростного режима работы двигателя (рис. 7.4). Повышенный удельный расход на малых частотах вращения коленчатого вала двигателя — результат замедленного сгорания топлива и увеличенной теплоотдачи в стенки, а на больших частотах вращения (близких к максимальным) — в основном результат возрастания насосных потерь.

Автотракторные двигатели, в особенности автомобильные, большую часть времени работают на неполных (частичных) нагрузках. По мере уменьшения нагрузки максимум индикаторной мощности смещается в сторону меньших скоростных режимов. Меньшие мощности, развиваемые двигателем при работе на частичных нагрузках, объясняются меньшим количеством топлива, сжигаемым в его цилиндрах.

Наилучшая экономичность (наименьший удельный расход топлива) достигается при работе двигателя на полной нагрузке. При работе на частичных нагрузках двигатель имеет более высокие значения индикаторного удельного расхода топлива. Это связано с увеличением относительных величин теплоотдачи в стенки, насосных потерь, с ухудшением процесса сгорания из-за увеличения относительных количеств остаточных газов и некоторым переобогащением смеси (в карбюраторных двигателях). Ухудшение экономичности дизеля по мере уменьшения нагрузки менее заметно и существенно проявляется лишь при работе на малых нагрузках. Это можно объяснить большим избытком воздуха в цилиндрах дизеля при любых нагрузках, меньшими температурами газов после сгорания в связи с этим, а значит, и меньшими теплопотерями в стенки.

7.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Развиваемая в цилиндрах мощность N_i не может быть использована полностью для совершения работы механизмами, приводимыми от двигателя. Часть этой мощности, называемая *мощностью механических потерь* N_m , затрачивается в самом двигателе на преодоление трения $N_{тр}$ и на привод вспомогательных механизмов $N_{пр}$ (привод механизма газораспределения, топливного,

масляного и водяного насосов, вентилятора, генератора, компрессора и др.).

$$N_m = N_{тр} + N_{пр}.$$

Потери на трение в двигателе, составляющие около 70% от механических потерь, включают: работу трения в цилиндро-поршневой группе деталей, в шатунных и коренных подшипниках коленчатого вала и работу сопротивления движению в среде деталей, связанных с кривошипами коленчатого вала. Затраты мощности на привод вспомогательных механизмов включают лишь необратимые потери, не учитывающие, например, потери на упругую деформацию клапанных пружин или возвратимые потери на сжатие воздуха в компрессоре.

Следует отметить, что главная составляющая мощности механических потерь — потери на трение — зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя. Потери на привод вспомогательных механизмов зависят в основном от скоростного режима.

Ввиду сложности точного расчета мощности механических потерь при проектировании нового двигателя относительной величиной их задаются на основании статистических данных по существующим двигателям, близким по типу и классу с проектируемым.

Мощность механических потерь реального двигателя может быть определена одним из следующих способов.

1. Путем последовательного выключения отдельных цилиндров при работе двигателя на установившемся режиме. Величину уменьшения эффективной мощности двигателя при этом с некоторым приближением можно считать равной индикаторной мощности отключенного цилиндра. Мощность механических потерь в этом случае определяется как разность индикаторной мощности всех цилиндров и эффективной мощности двигателя.

2. Путем прокручивания коленчатого вала предварительно прогретого до рабочего теплового состояния двигателя от постороннего источника энергии (например, от электродвигателя). Мощность, затраченная на такое прокручивание, с некоторым приближением можно считать равной мощности механических потерь двигателя.

3. Путем определения разности между индикаторной мощностью, определенной по предварительно снятой индикаторной диаграмме, и эффективной мощностью двигателя.

Мощность механических потерь по аналогии с индикаторной мощностью может быть выражена через среднее давление механических потерь p_m зависимостью

$$N_m = \frac{p_m V_h n i_c}{30 \tau}.$$

Из эксплуатационных факторов, влияющих на величину механических потерь, кроме скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя, необходимо назвать свойства и качества смазывающих масел и своевременность их смены.

Основное влияние на величину механических потерь оказывает скоростной режим двигателя, поэтому среднее давление (в МПа) механических потерь приближенно может быть определено по следующим опытным зависимостям:

для карбюраторных двигателей

$$p_m = 0,04 + 0,13v_{cp};$$

для дизелей

$$p_m = 0,08 + 0,15v_{cp},$$

где v_{cp} — средняя скорость поршня, м/с.

Механические потери в двигателе оцениваются механическим КПД η_m , представляющим отношение мощности, снимаемой с коленчатого вала (эффективной мощности), к индикаторной мощности:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i}.$$

Механический КПД характеризует степень снижения индикаторной мощности при передаче ее к выходному валу двигателя; зависит в основном от скоростного, нагрузочного и теплового режимов работы, а также от качества и свойств смазывающего масла.

По мере уменьшения нагрузки при постоянном скоростном режиме двигателя уменьшается среднее индикаторное давление и индикаторная мощность при почти неизменных механических потерях, поэтому механический КПД уменьшается. В частном случае, когда внешняя нагрузка двигателя отсутствует (холостой ход), развиваемая индикаторная мощность будет полностью затрачиваться на преодоление механических потерь в са-

мом двигателе ($N_i = N_m$), и механический КПД будет равен нулю ($\eta_m = 0$).

По мере увеличения частоты вращения коленчатого вала при неизменном положении дроссельной заслонки (или рейки топливного насоса в дизелях) индикаторная мощность двигателя будет почти постоянной, а мощность механических потерь — увеличиваться. В результате механический КПД уменьшается, а в частном случае, когда мощность механических потерь возрастет до величины индикаторной мощности ($N_m = N_i$), он будет равен нулю, и двигатель не сможет преодолевать нагрузки (случай холостого хода двигателя при заданном расходе топлива).

Повышение теплового режима увеличивает температуру масла и уменьшает его вязкость, следовательно, величина механических потерь уменьшается.

Ухудшение качества масла снижает его смазывающие свойства и увеличивает тем самым потери на трение, в результате механический КПД уменьшается. Таким образом, наибольшая величина механического КПД имеет место при работе двигателя на полной нагрузке при малых скоростных режимах.

Значения механического КПД для автотракторных двигателей, работающих на номинальном режиме, находятся в пределах:

четырехтактные карбюраторные двигатели	0,7...0,85
четырехтактные дизели	0,7...0,82
четырехтактные двигатели с наддувом	0,8...0,9
двухтактные дизели	0,7...0,85

7.3. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Эффективная мощность и среднее эффективное давление. Оценка двигателя в целом производится по его *эффективным показателям* среднего давления, мощности, КПД и удельного расхода топлива, характеризующим работоспособность и экономичность работы двигателя с учетом всех внутренних потерь. Эффективные показатели оценивают как совершенство процессов, протекающих в двигателе, так и его конструктивное выполнение.

Эффективная мощность — это та часть индикаторной мощности (за вычетом мощности механических потерь),

которая может быть снята с коленчатого вала двигателя для совершения эффективной работы:

$$N_e = N_i - N_m.$$

Иногда эффективную мощность называют мощностью на валу двигателя.

Среднее эффективное давление p_e — это та часть среднего индикаторного давления, которая создает работу, равную эффективной работе на валу двигателя. Среднее эффективное давление можно получить из среднего индикаторного давления, если вычесть среднее давление механических потерь, т. е. $p_e = p_i - p_m$.

Очевидно, что эффективная мощность двигателя и среднее эффективное давление связаны между собой зависимостью

$$N_e = \frac{p_e V_{hi}}{30\tau} \text{ кВт.} \quad (7.9)$$

Практические значения среднего эффективного давления (в МПа) для различных двигателей находятся в пределах:

четырехтактные карбюраторные двигатели	0,6...1,0
четырехтактные дизели	0,5...0,9
четырехтактные дизели с наддувом	0,7 и выше
двухтактные дизели	0,4...0,75
двухтактные карбюраторные двигатели с кривошипно-камерной продувкой	0,3...0,5

Эффективные КПД и удельный расход топлива.
Эффективный КПД — это отношение количества тепла, преобразованного в полезную эффективную работу на валу двигателя при сгорании в его цилиндрах 1 кг топлива L_e , к теплоте сгорания топлива H_u :

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u},$$

или, так как

$$L_e = L_i - L_m = L_i \eta_m,$$

то

$$\eta_e = \frac{L_i \eta_m}{H_u} = \eta_i \eta_m,$$

или, так как $\eta_i = \eta_i \eta_g$, то $\eta_e = \eta_i \eta_g \eta_m$.

Следовательно, эффективный КПД учитывает принципиально неустранимые (через η_t), принципиально устранимые (через η_g) потери тепла, а также механические потери (через η_m), т. е. оценивает экономичность работы двигателя в целом.

Величина эффективного КПД может быть определена по формулам, аналогичным соответствующим формулам индикаторного КПД:

для реального двигателя

$$\eta_e = 3600 \frac{N_e}{G_T H_u} = \frac{3,6}{g_e H_u};$$

для проектируемого двигателя

$$\eta_e = 8,315 \frac{M_1 T_0 p_e}{H_u p_0 \eta_V}.$$

Эффективный КПД существенно зависит от режима работы двигателя. По мере уменьшения нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала η_e уменьшается вследствие уменьшения η_g и η_m и достигает нуля на холостом ходу двигателя. При работе двигателя с полной нагрузкой по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала (начиная от минимальной) эффективный КПД сначала возрастает (в основном за счет увеличения η_g), а затем уменьшается (в основном за счет уменьшения η_m). В результате максимальные значения η_e имеют место на средних скоростных режимах двигателя.

Величина эффективного КПД автотракторных двигателей, работающих на режиме полной мощности, находится в пределах:

карбюраторные двигатели	0,2...0,3
дизели	0,3...0,4

Экономичность двигателя в целом оценивается также величиной расхода топлива, приходящегося на один киловатт эффективной мощности в течение часа, т. е. *эффективным удельным расходом топлива* g_e .

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч} = \frac{G_T}{N_e} \cdot 10^3 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

При вычислении эффективного удельного расхода топлива можно воспользоваться также следующими фор-

мулами, аналогичными соответствующим формулам для индикаторного удельного расхода *:

$$g_e = \frac{3,6}{H_u \eta_e} \cdot 10^6 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}; \quad g_e = 432,9 \cdot 10^3 \frac{p_e \eta_V}{M_1 p_e T_0} \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Значения эффективного удельного расхода топлива в г/кВт·ч для автотракторных двигателей находятся в пределах:

дизели	217...260
карбюраторные двигатели	290...330

Соотношение между эффективными и индикаторными показателями двигателя. Из сравнения соответствующих выражений для индикаторных и эффективных показателей нетрудно заметить, что они взаимосвязаны следующими простыми соотношениями посредством механического КПД:

$$N_e = N_i \eta_M; \quad \eta_e = \eta_i \eta_M;$$

$$p_e = p_i \eta_M; \quad g_e = g_i / \eta_M.$$

Пользуясь этими соотношениями и зная механический КПД, легко вычислить эффективные показатели двигателя, если известны индикаторные, и наоборот.

7.4. ЛИТРОВАЯ И ПОРШНЕВАЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Оценка работы двигателя с точки зрения использования рабочего объема, а также тепловой и механической напряженности производится по литровой и поршневой мощностям.

Литровой мощностью называется эффективная мощность, отнесенная к одному литру рабочего объема двигателя:

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_h i_{\text{ц}}} \text{ кВт/л},$$

или, учитывая формулу (7.9),

$$N_{\text{л}} = \frac{p_e \pi}{30 \tau} \text{ кВт/л}.$$

* В формулах для индикаторных и эффективных показателей значение теплоты сгорания топлива H_u подставляется в кДж.

Из формулы видно, что литровая мощность зависит от среднего эффективного давления, частоты вращения коленчатого вала и тактности двигателя.

Величиной литровой мощности пользуются для сравнительной оценки различных двигателей с точки зрения совершенства рабочего процесса и конструктивного выполнения. Чем больше литровая мощность, тем меньше габариты и удельная масса двигателя.

Литровая мощность (в кВт/л) существующих конструкций автотракторных двигателей находится в пределах:

карбюраторные двигатели	15...37
дизели	6...22

Поршневой мощностью называется эффективная мощность, отнесенная к 1 дм² площади поршней (точнее, площади сечений цилиндров):

$$N_{\pi} = \frac{N_e}{F_{\pi i_{\pi}}} \text{ кВт/дм}^2,$$

так как $V_h = F_{\pi} S$, то с учетом формулы (7.9)

$$N_{\pi} = \frac{p_{ep}}{30\tau} S = N_{\pi} S \text{ кВт/дм}^2,$$

где F_{π} — площадь сечения цилиндра, дм²; S — ход поршня, дм. Величина литровой мощности используется для оценки степени форсирования двигателя, ресурса его работы.

Поршневая мощность (в кВт/дм²) существующих автотракторных двигателей находится в пределах:

карбюраторные двигатели	19...30
дизели	8...30

7.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ДВИГАТЕЛЯ

Качественный и количественный анализ процессов, протекающих в цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания, может быть выполнен на основании теплового расчета, заключающегося в определении термодинамического состояния рабочего тела в течение одного рабочего цикла. По данным расчета строится диа-

грамма изменения давлений в цилиндре за один цикл, называемая *индикаторной диаграммой* двигателя. В тепловом расчете определяются также индикаторные и эффективные показатели, на основании которых рассчитываются основные размеры двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня).

Исходными данными для теплового расчета являются: номинальная эффективная мощность и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала, тип двигателя и его тактность, степень сжатия, число цилиндров, коэффициент избытка воздуха, механический КПД (или допустимая средняя скорость поршня), элементарный состав топлива и его теплота сгорания. При проектировании нового двигателя некоторыми исходными величинами и опытными коэффициентами приходится задаваться на основании статистических данных существующих конструкций, или по прототипу. При этом следует руководствоваться типом проектируемого двигателя, его скоростным режимом, условиями предполагаемой работы и другими показателями.

Имея вычисленную в результате теплового расчета величину среднего эффективного давления и зная эффективную мощность, частоту вращения, число цилиндров и тактность двигателя, можно вычислить рабочий объем одного цилиндра, пользуясь соотношением (7.9)

$$V_h = \frac{30 \tau N_e}{p_e n i_{\text{ц}}} \text{ л.}$$

Определив V_h и выбрав отношение S/D , можно найти диаметр цилиндра D , пользуясь формулой

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} S. \quad (7.10)$$

Или, умножив и разделив правую часть на D , получим

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{S}{D},$$

откуда

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi S/D}} \text{ дм.}$$

Зная диаметр цилиндра D и имея отношение S/D , легко получить величину хода поршня

$$S = \frac{S}{D} D \text{ мм.}$$

По ГОСТу величины D и S записываются в миллиметрах, причем результаты расчета округляются до ближайшего числа, кратного 2 или 5.

Отношение S/D для современных автомобильных двигателей выбирается в пределах 0,7...1,1, а для тракторных — 1,0...1,2.

Величина S/D оказывает большое влияние на протекание рабочего процесса, а также на габариты и массу двигателя. Увеличение S/D приводит к повышению средней скорости поршня, т. е. к возрастанию инерционных сил и уменьшению механического КПД двигателя. Чем больше S/D , тем больше габариты по высоте и масса двигателя и тем меньше индикаторный КПД (вследствие ухудшения наполнения).

Уменьшение S/D увеличивает диаметр цилиндра (при $V_h = \text{const}$), а вместе с тем и величину силы от давления газов на поршень, т. е. увеличивает нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма от газовых сил.

Если при проектировании двигателя задана величина средней скорости поршня v_{cp} , основные размеры его могут быть определены и без отношения S/D :

$$v_{cp} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} \text{ м/с,}$$

откуда

$$S = \frac{30v_{cp}}{n} \text{ м; } S = \frac{300v_{cp}}{n} \text{ мм.}$$

Подставляя в формулу (7.10), имеем

$$V_h = \frac{300\pi v_{cp} D^2}{4n} = \frac{75\pi v_{cp} D^2}{n} \text{ л,}$$

откуда

$$D = \sqrt{\frac{V_h n}{75\pi v_{cp}}} \text{ мм.}$$

Средняя скорость поршня для двигателей грузовых автомобилей находится в пределах 8...11 м/с, для легковых автомобилей 10...15 м/с и для тракторных двигателей 6...9 м/с.

7.6. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Принципиальное отличие двухтактных двигателей от четырехтактных заключается в том, что полный рабочий цикл в одном цилиндре осуществляется у них не за четыре, а за два хода поршня, т. е. за один оборот коленчатого вала. В связи с этим вспомогательные процессы наполнения и выпуска протекают в двухтактных двигателях в конце хода расширения и начале хода сжатия, в период так называемой *продувки цилиндра свежим зарядом*, предварительно сжатым в специальном продувочном насосе (нагнетателе) до давления p_k .

Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя с поперечно-щелевой продувкой представлена на рис. 7.5.

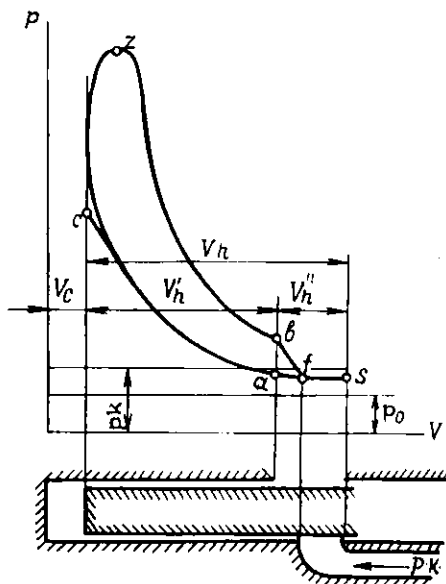


Рис. 7.5. Примерная индикаторная диаграмма двухтактного двигателя с поперечно-щелевой продувкой

Выпуск отработавших газов начинается в момент открытия выпускного окна (точка b), а продувка цилиндра — в момент открытия впускного окна (точка f) при движении поршня от в.м.т. к н.м.т. Процесс сжатия на-

чинается с момента закрытия выпускного окна (точка *a*) при движении поршня от н.м.т. к в.м.т. Таким образом, часть рабочего объема цилиндра в двухтактном двигателе теряется на процессы выпуска и продувки. Эта часть рабочего объема V_h'' называется *потерянным объемом*, а соответствующая ему часть хода поршня — *потерянной долей хода поршня*. *Полезный рабочий объем* цилиндра будет

$$V_h' = V_h - V_h'',$$

а соответствующий ему ход поршня называется *полезным ходом поршня*. Отношение потерянного рабочего объема ко всему рабочему объему цилиндра называется *долей* или *коэффициентом потерянного объема*:

$$\psi = \frac{V_h''}{V_h},$$

откуда

$$V_h'' = \psi V_h.$$

Следовательно, полезный рабочий объем цилиндра двухтактного двигателя будет

$$V_h' = V_h - V_h'' = (1 - \psi) V_h.$$

В зависимости от способа продувки и быстроходности в современных двухтактных двигателях используется в качестве полезного рабочего объема от 60 до 88% всего рабочего объема цилиндра (т. е. $\psi = 0,12 \dots 0,40$).

В связи с наличием потерянного объема в двухтактных двигателях различают две степени сжатия: геометрическую ϵ' и действительную ϵ .

Геометрическая степень сжатия относится к полному ходу поршня и равна

$$\epsilon' = \frac{V_h + V_c}{V_c}.$$

Действительная степень сжатия относится к полезному ходу поршня и равна

$$\epsilon = \frac{V_h' + V_c}{V_c} = \frac{V_a}{V_c}.$$

Геометрическая и действительная степени сжатия двухтактного двигателя связаны между собой соотношением

$$\begin{aligned} \varepsilon' &= \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h' + V_c + V_h''}{V_c} = \varepsilon + \frac{V_h''}{V_c} = \\ &= \varepsilon + \frac{\psi V_h}{V_c} = \varepsilon + \frac{\psi V_h + \psi V_c - \psi V_c}{V_c} = \varepsilon + \varepsilon' \psi - \psi, \end{aligned}$$

откуда

$$\varepsilon = \varepsilon' (1 - \psi) + \psi \text{ или } \varepsilon' = \frac{\varepsilon - \psi}{1 - \psi}.$$

В сведениях о двухтактных двигателях обычно приводится геометрическая степень сжатия. В формулы теплового расчета двигателя следует подставлять действительную степень сжатия.

Все формулы для определения термодинамических параметров рабочего тела в конце процессов сжатия, сгорания и расширения, формулы и зависимости, выведенные ранее для четырехтактных двигателей и используемые в тепловом расчете, справедливы и для двухтактных двигателей, если в них подставлять действительную степень сжатия и значения давления и температуры свежего заряда на впуске p_h и T_h (вместо p_0 и T_0).

Давление свежего заряда на впуске следует выбирать равным давлению его после компрессора (нагнетателя), которое находится в пределах $p_h = 0,115 \dots 0,150$ МПа (меньшие значения относятся к двигателям с кривошипно-камерной продувкой, в которых в качестве компрессора используется кривошипная камера).

Температура свежего заряда на впуске в цилиндр может быть определена по формуле

$$T_h = T_0 \left(\frac{p_h}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

где n — показатель политропы сжатия в компрессоре: $n = 1,5 \dots 1,8$.

Давление свежего заряда в конце процесса наполнения может быть принято $p_a = (0,85 \dots 0,95) p_h$.

Температура в конце наполнения определяется по формуле

$$T_a = \frac{T_h + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Действительное среднее индикаторное давление в двухтактных двигателях следует вычислять по формуле

$$p_i = \varphi_n p_i' (1 - \psi).$$

Вычисленное по этой формуле (с учетом доли потеряннного объема ψ) значение p_i используется для расчета мощности, экономичности и основных размеров двигателя. При этом в результате расчета получается полный (геометрический) ход поршня.

Для лучшей продувки и наполнения цилиндров объемом свежего заряда, подаваемого компрессором, предусматривается на 20...30% больше рабочего объема цилиндра. Соответственно в карбюраторных двухтактных двигателях увеличивается удельный расход топлива вследствие продувки цилиндров горючей смесью, чем и объясняется их худшая экономичность.

Глава 8. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

8.1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Потенциальная тепловая энергия поступившего в двигатель топлива только частично (около 20...40%) используется для совершения полезной работы, а остальная часть (60...80%) расходуется на покрытие различного рода потерь. Распределение тепла, внесенного в двигатель с топливом, на полезную работу и потери характеризуется *тепловым балансом*.

Тепловой баланс двигателя определяется для различных режимов работы на основании результатов испытаний при установившемся тепловом состоянии. С помощью теплового баланса можно определить степень совершенства конструкции и регулировок двигателя и наметить пути улучшения экономичности его работы. Уравнение теплового баланса можно записать в виде

$$Q = Q_e + Q_b + Q_r + Q_{н.с} + Q_{ост},$$

где Q — располагаемое тепло топлива, поступившего в двигатель за единицу времени; Q_e — тепло, эквивалентное эффективной работе двигателя; Q_b — тепло, переданное в охлаждающую среду через стенки цилиндра; Q_r — тепло, уносимое с отработавшими газами; $Q_{н.с}$ — потери тепла вследствие неполноты сгорания топлива; $Q_{ост}$ — остаточный член теплового баланса, суммирую-

ший все остальные тепловые потери, не учтенные другими членами правой части уравнения.

В процентном отношении уравнение теплового баланса можно записать в виде

$$q_e + q_v + q_r + q_{н.с} + q_{ост} = 100\%,$$

$$\text{где } q_e = \frac{Q_e}{Q} \cdot 100\%; \quad q_v = \frac{Q_v}{Q} \cdot 100\%; \quad q_r = \frac{Q_r}{Q} \cdot 100\%; \\ q_{н.с} = \frac{Q_{н.с}}{Q} \cdot 100\%; \quad q_{ост} = \frac{Q_{ост}}{Q} \cdot 100\%.$$

Располагаемое количество тепла топлива, израсходованного двигателем в единицу времени, определяется по формуле

$$Q = \frac{G_T H_u}{3600} \text{ кДж/с.}$$

Количество тепла, эквивалентное эффективной мощности двигателя,

$$Q_e = N_e \text{ кДж/с, или } Q_e = \eta_e Q.$$

Тепловые потери в охлаждающую среду определяют по формуле

$$Q_v = G_v C_v \frac{T_2 - T_1}{3600} \text{ кДж/с,}$$

где G_v — часовой расход охлаждающей среды или теплоносителя, кг/ч; C_v — теплоемкость охлаждающей среды, кДж/кг·К; T_1 и T_2 — температура охлаждающей среды при входе в двигатель и при выходе из него, К.

В охлаждающую среду передается тепло не только от газов через стенки, но и тепло, эквивалентное работе трения цилиндропоршневой группы деталей.

Тепло, уносимое с отработавшими газами, можно определить по формуле

$$Q_r = \frac{G_T (M_2 m C_p'' T_r - M_1 m C_p T_0)}{3600} \text{ кДж/с.}$$

Потери тепла из-за неполноты сгорания подсчитываются только для карбюраторных двигателей для случая $\alpha < 1$ по формуле

$$Q_{н.с} = \frac{\Delta H_u G_T}{3600} \text{ кДж/с.}$$

Остаточный член теплового баланса может быть определен как разность: $Q_{\text{ост}} = Q - (Q_e + Q_v + Q_r + Q_{н.с})$.

Остаточный член теплового баланса включает тепло, затраченное на совершение работы трения (за вычетом той части, которая отведена в охлаждающую среду); тепло, затраченное на привод вспомогательных механизмов; тепло, эквивалентное кинетической энергии отработавших газов на выпуске; потери тепла на излучение нагретых внешних поверхностей двигателя и др.

Величина составляющих теплового баланса (табл. 8.1) зависит от степени сжатия, нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, состава рабочей смеси, фаз газораспределения, угла опережения зажигания (или впрыска), теплового режима работы двигателя и других факторов.

Так, при повышении степени сжатия увеличивается доля тепла, преобразованного в полезную работу, и соответственно уменьшаются потери тепла. Поэтому эффективный КПД дизелей больше, чем карбюраторных двигателей.

По мере уменьшения нагрузки двигателя при постоянном скоростном режиме доля тепла, преобразованного в полезную работу, уменьшается, а потери увеличиваются, достигая 100% при работе двигателя без нагрузки.

При работе двигателя с полной нагрузкой лучшее теплоиспользование имеет место на средних скоростных режимах, когда потери тепла в охлаждающую среду, с отработавшими газами и на преодоление механических потерь в сумме достигают минимума (рис. 8.1).

Изменение состава смеси существенно влияет на теплоиспользование в двигателе вследствие изменения теплоты сгорания ее и скорости сгорания. Работа двигате-

Табл. 8.1. Примерные значения основных составляющих теплового баланса автотракторных двигателей при работе их на режиме максимальной мощности

Тип двигателя	Составляющие теплового баланса, %				
	q_r	q_v	q_r	$q_{н.с}$	$q_{\text{ост}}$
Карбюраторные	20...30	15...25	30...55	0...30	3...10
Дизели	30...40	15...35	25...45	0...5	2...5

ля на обогащенных смесях характеризуется снижением эффективного использования тепла из-за неполноты сгорания топлива, хотя тепловые потери в охлаждающую среду и с отработавшими газами при этом снижаются. По мере обеднения смеси теплотерии от неполноты сгорания уменьшаются, но возрастают потери в охлаждающую среду и с отработавшими газами. Суммарные теплотерии в карбюраторном двигателе достигают

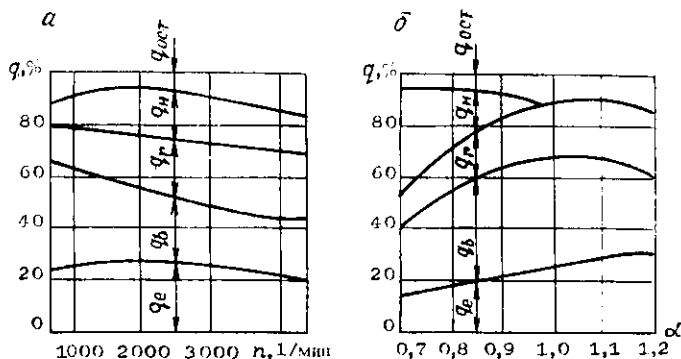


Рис. 8.1. Изменение теплового баланса карбюраторного двигателя в зависимости:

а—от частоты вращения коленчатого вала; б—от состава смеси

наименьшей величины при работе его на экономичных смесях ($\alpha \approx 1,1$).

Дизелям по сравнению с карбюраторными двигателями присущи большие потери тепла на преодоление механических сопротивлений вследствие больших нагрузок от газовых сил и связанных с ними потерь на трение. Однако принципиально неустранимые потери тепла в дизелях из-за более высоких степеней сжатия меньше, чем в карбюраторных двигателях, поэтому эффективный КПД дизелей значительно выше.

8.2. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ И УЛУЧШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Развитие автотракторных двигателей осуществляется в направлении увеличения мощности, улучшения экономичности, уменьшения габаритных размеров, снижения массы и повышения надежности и срока службы.

Из формулы для определения эффективной мощности двигателя

$$N_e = \frac{p_e n V_{hц}}{30\tau}$$

видно, что она может быть повышена путем воздействия на ряд параметров двигателя. Повышение мощности за счет увеличения литража $V_{hц}$ связано с увеличением габаритов и массы двигателя. Поэтому этот метод целесообразно применять после того, как исчерпаны другие возможности.

Степень совершенства рабочего процесса и конструкции двигателя при соблюдении условий экономичности и долговечности его оценивается по литровой мощности

$$N_{\text{л}} = \frac{p_e n}{30\tau} \quad (8.1)$$

Среднее эффективное давление $p_e = p_i \eta_m$.
Из выражения для индикаторного КПД

$$\eta_i = 8,315 \frac{M_1 T_0 p_i}{H_u p_0 \eta_V}, \quad \text{где } M_1 \simeq \alpha L_0, \text{ имеем}$$

$$p_i = \frac{H_u p_0 \eta_i \eta_V}{8,315 \alpha L_0 T_0}$$

Следовательно,

$$p_e = \eta_m p_i = \frac{H_u p_0}{8,315 \alpha L_0 T_0} \eta_m \eta_i \eta_V$$

Подставляя это выражение в формулу (8.1), имеем

$$N_{\text{л}} = \frac{0,004}{1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \cdot \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{1}{\tau} \eta_m \eta_V \quad (8.2)$$

Полученная формула позволяет проанализировать влияние различных факторов на величину литровой мощности и наметить возможные пути ее повышения. Однако, выбрав изменение какого-либо из параметров с целью повышения литровой мощности, необходимо при этом проследить влияние всех остальных факторов в сумме.

Например, кажущаяся, согласно формуле, пропорциональная зависимость литровой мощности от частоты вращения коленчатого вала не может быть реализована, так как изменение n влечет за собой изменение η_V и η_m .

Величина H_u/L_0 для автотракторных жидких топлив изменяется в незначительных пределах и поэтому на величину литровой мощности практически не влияет.

Следовательно, повышение литровой мощности двигателя может быть осуществлено за счет увеличения η_i/α , η_m , η_v , n , $1/\tau$ и изменения условий наполнения p_0 и T_0 .

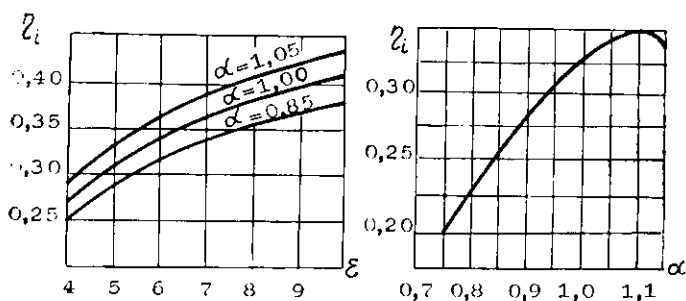


Рис. 8.2. Зависимость индикаторного КПД от степени сжатия и состава смеси

Индикаторный КПД в основном зависит от степени сжатия ϵ и состава рабочей смеси α (рис. 8.2), причем наибольшие значения η_i (а значит, и экономичность двигателя) достигаются при $\alpha \approx 1,1$.

Отношение η_i/α , входящее в формулу для литровой мощности, характеризует качество протекания рабочего процесса. Наибольшее значение η_i/α для карбюраторных двигателей имеет место при $\alpha \approx 0,9$ (рис. 8.3). Для дизелей, у которых процесс смесеобразования менее совершенный, наибольшее значение η_i/α будет при $\alpha > 1$.

На основании приведенных графиков можно сделать вывод, что повышению литровой мощности карбюраторных двигателей способствует повышение степени сжатия и приближение α к значению 0,9. Улучшение экономичности достигается путем повышения степени сжатия и приближения состава смеси к значению $\alpha = 1,1$.

Следовательно, для повышения мощности и улучшения экономичности двигателей целесообразно наряду с повышением степени сжатия стремиться к некоторому обеднению горючей смеси, что дает возможность наиболее полно использовать преимущества высоких степеней сжатия.

Повышение литровой мощности двигателей за счет применения двухтактного цикла вместо четырехтактного достигается только на 40... 70% (а не в два раза, как следует из формулы (8.2), что объясняется потерей части рабочего объема цилиндра (продувочные окна) и затратой мощности на предварительное сжатие свежего заряда. Применение двухтактного цикла в карбюраторных двигателях сопряжено также с ухудшением экономичности работы их в связи с необходимостью непроизводительной затраты горючей смеси на продувку цилиндра.

Влияние механического КПД η_m и коэффициента наполнения η_v на мощность двигателя подробно рассмотрено выше.

Следует также отметить, что для повышения η_v современные быстроходные двигатели имеют верхнее расположение клапанов и оснащаются двухкамерными карбюраторами. Для уменьшения механических потерь в приводе вентилятора системы охлаждения устанавливают термостатически управляемую муфту отключения его, что уменьшает мощность, затрачиваемую на систему охлаждения.

Влияние изменения частоты вращения коленчатого вала n на литровую мощность двигателя необходимо оценивать по комплексному множителю $\eta_v \eta_m$. При повышении частоты вращения с целью форсирования двигателя необходимо стремиться к получению максимального значения произведения $\eta_v \eta_m$. Величины η_v и η_m зависят главным образом от сопротивления впускной системы и средней скорости поршня.

При увеличении средней скорости поршня величина η_m уменьшается, возрастает износ двигателя и увеличиваются силы инерции поступательно движущихся масс. Поэтому для быстроходных автомобильных двигателей целесообразно применять короткоходные конструкции ($S/D=0.7...1.0$), что позволяет также уменьшить удельную массу, снизить тепловые потери, улучшить компактность двигателя.

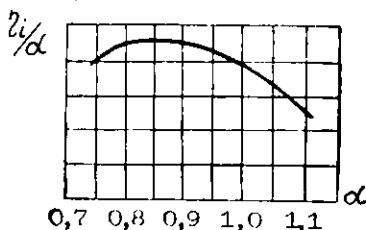


Рис. 8.3. Зависимость отношения η_i/α от состава смеси в карбюраторном двигателе

Итак, увеличение степени сжатия, применение верхнего расположения клапанов, повышение частоты вращения коленчатого вала совместно с использованием короткоходной конструкции позволяют увеличить литровую мощность, уменьшить расход топлива и удельную массу двигателя.

Из эксплуатационных факторов, влияющих на величину развиваемой двигателем мощности, кроме рассмотренных выше нагрузочного и скоростного режимов работы и состава смеси, необходимо упомянуть правильную техническую эксплуатацию, своевременный технический уход, а также климатические условия работы двигателя. Так, своевременная очистка впускного тракта от засорения (или своевременная смена фильтрующего элемента) способствует поддержанию на уровне проектных величин коэффициента наполнения двигателя.

Отклонение угла опережения зажигания (или впрыска) от оптимального также существенно влияет на индикаторные и эффективные показатели двигателя, в том числе и на эффективную мощность. Неправильная регулировка тепловых зазоров в приводе клапанов приводит к нарушению расчетных фаз газораспределения и может служить причиной снижения развиваемой двигателем мощности вследствие ухудшения наполнения цилиндров. Эксплуатация автомобиля в горных условиях, когда изменяются температура и давление окружающей среды, сопровождается значительным изменением эффективных показателей двигателя из-за изменения плотности свежего заряда. Например, при подъеме на высоту 1000 м эффективная мощность двигателя уменьшается на 12,5%. При этом индикаторный КПД снижается из-за ухудшения процесса сгорания по причине переобогащения смеси, что приводит к ухудшению экономичности работы двигателя.

Одним из наиболее эффективных мероприятий, увеличивающих литровую мощность двигателя, является наддув. Под *наддувом* понимается принудительная подача свежего заряда в цилиндры двигателя под давлением, превышающим давление окружающей среды.

Из формулы (8.2) видно, что чем больше давление p_0 и чем меньше температура T_0 окружающей среды, определяющие давление и температуру наполнения цилиндра, тем больше массовое количество свежего заряда, а

следовательно, тем большей будет мощность двигателя.

Плотность свежего заряда можно увеличить, повышая давление его перед поступлением в цилиндры, что и делается при наддуве. Повышение давления свежего заряда осуществляется в специальном компрессоре, называемом *нагнетателем*.

Различают наддув частичный, полный и высокий. При частичном наддуве, кроме впуска воздуха в цилиндр из атмосферы, на некоторой части хода поршня при наполнении подается предварительно сжатый воздух из компрессора (под давлением $p_k = 0,12 \dots 0,15$ МПа). При полном наддуве весь процесс зарядки цилиндра производится воздухом только повышенного давления ($p_k = 0,13 \dots 0,2$ МПа). Под высоким наддувом понимают тот же полный наддув, но с более высоким давлением ($p_k > 0,2$ МПа).

Для наддува двигателей применяются центробежные и объемные нагнетатели. Привод центробежных нагнетателей осуществляется или от коленчатого вала двигателя, или от специальной газовой турбины, использующей энергию отработавших газов (газотурбинный наддув). В последнем случае, естественно, улучшается экономичность двигателя. В двухтактных дизелях нагнетатель служит одновременно и для наддува и для продувки. Наибольшее распространение в автомобильных и тракторных двигателях имеет газотурбинный наддув.

В дизелях давление наддува ограничивается тепловой и динамической нагрузками на детали к.ш.м., а в карбюраторных двигателях главным образом опасностью возникновения детонации, что требует уменьшения степени сжатия при наддуве. В связи с этим наддув почти не применяется для карбюраторных двигателей.

В поршневых двигателях внутреннего сгорания движение свежего заряда и отработавших газов во впускной и выпускной системах имеет импульсный характер. Вследствие этого перед впускными и за выпускными клапанами имеют место колебания давления относительно средней величины. Это явление может быть использовано для увеличения наполнения цилиндров в карбюраторных двигателях. С этой целью путем подбора длины подводящего патрубка система настраивается так, чтобы к концу процесса впуска перед впускным клапаном

образовалась волна повышенного давления. При этом осуществляется дозарядка цилиндра дополнительной порцией свежего заряда, так называемый *инерционный наддув* или *инерционно-импульсный*. Явление инерционного наддува усиливается, если и выпускную систему настроить так, чтобы к концу процесса выпуска вблизи выпускного клапана образовалась волна пониженного давления, способствующая лучшей очистке цилиндра от отработавших газов. Выполненные исследования показывают возможность повышения мощности карбюраторного двигателя во всем диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала только за счет применения инерционно-импульсного наддува.

Глава 9. ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

9.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Автомобильные и тракторные двигатели работают при переменных скоростных и нагрузочных режимах. Оптимальными режимами работы двигателя являются такие, при которых он развивает максимальную мощность $N_{\text{е max}}$, или максимальный крутящий момент $M_{\text{е max}}$, или имеет минимальный удельный расход топлива $g_{\text{е min}}$. Выбор того или иного оптимального режима работы обуславливается условиями эксплуатации двигателя. В эксплуатации трудно осуществить установившуюся (стабильную) работу автомобильного или тракторного двигателя на оптимальном режиме. Для этого развиваемая двигателем эффективная мощность в любой момент времени должна быть равной внешней нагрузке. Внешняя нагрузка зависит не только от скорости движения и нагруженности автомобиля или трактора, но и от состояния дороги, силы и направления ветра, механических и физических свойств почвы (для трактора на пахоте) и других факторов, закон изменения которых почти невозможно предугадать. Все это свидетельствует о том, что эксплуатационные режимы работы автотракторных двигателей являются неуставившимися и отличными от оптимальных.

Для оценки мощностных и экономических показателей двигателя при работе его в различных условиях пользуются характеристиками двигателя.

Характеристикой двигателя называется зависимость основных показателей работы его (мощности, крутящего момента, расхода топлива) от одного из параметров режима работы (частоты вращения коленчатого вала, нагрузки и др.).

Основными характеристиками автомобильных и тракторных двигателей являются скоростные и нагрузочные.

9.2. СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Скоростной характеристикой двигателя называются графики, отображающие зависимость основных эффективных показателей его работы: мощности N_e , крутящего момента M_e , часового G_T и удельного g_e расходов топлива и других от частоты вращения коленчатого вала при постоянном положении дроссельной заслонки (или рейки топливного насоса) и установившемся тепловом состоянии.

Скоростные характеристики могут быть получены при различных, но постоянных для каждой характеристики положениях дроссельной заслонки или рейки топливного насоса.

Скоростная характеристика, полученная при полностью открытой дроссельной заслонке или полной подаче топлива (рейка до упора), называется *внешней скоростной характеристикой* (рис. 9.1, 9.2). Она определяет наибольшие мощности, которые можно получить от данного двигателя при различных частотах вращения коленчатого вала.

Скоростная характеристика, полученная при неполных открытиях дроссельной заслонки (или подачах топлива), называется *частичной*.

На скоростной характеристике различают следующие характерные частоты вращения коленчатого вала: $n_{\min}$ — минимальная частота, при которой возможна устойчивая работа двигателя при полном открытии дросселя; n_M — частота, соответствующая наибольшему крутящему моменту и наибольшему среднему давлению; n_N — частота, соответствующая наибольшей мощности двигателя; $n_{\max}$ — наибольшая возможная частота вра-

щения коленчатого вала, устанавливаемая ограничителем или регулятором.

Поскольку тракторные дизели большую часть времени работают при нагрузках близких к максимальным, регулятор частоты вращения коленчатого вала настраивается так, чтобы наибольшая частота вращения не превышала частоты, соответствующей наибольшей возможной эффективной мощности по внешней скоростной характеристике ($n_{\max} \simeq n_N$).

Карбюраторные автомобильные двигатели в основном работают с недогрузкой по мощности и, чтобы лучше использовать скоростные возможности двигателя, ограничитель максимальной частоты вращения настраивается на частоту, превышающую примерно на 20% частоту вращения коленчатого вала, соответствующую наибольшей мощности двигателя по внешней скоростной характеристике ($n_{\max} \simeq 1,2 n_N$).

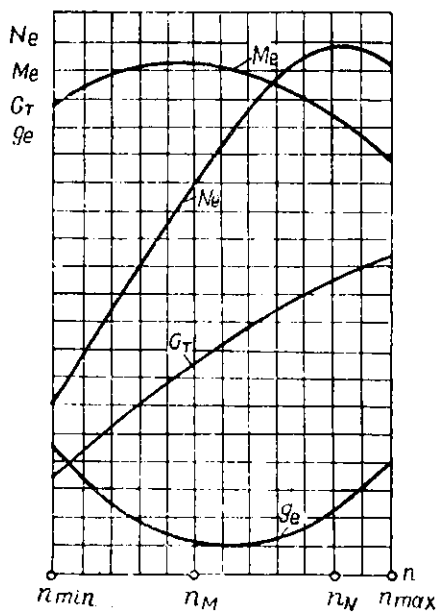


Рис. 9.1. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

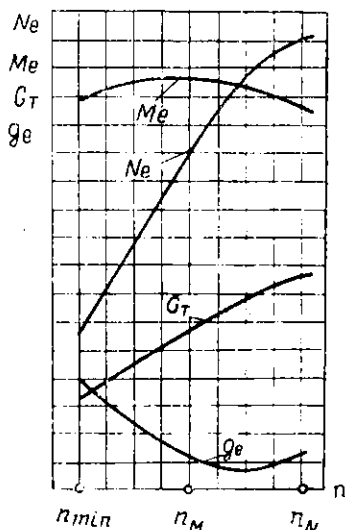


Рис. 9.2. Внешняя скоростная характеристика дизеля

Практически автомобильный карбюраторный двигатель работает в интервале частот между n_N и n_M . Именно в этом интервале производится переключение передач и имеет место минимальный удельный расход топлива.

Из приведенных скоростных характеристик видно, что кривая мощности имеет точку максимума. Максимум мощности $N_{e\max}$ имеет место тогда, когда влияние частоты вращения коленчатого вала (частоты циклов) на увеличение мощности полностью компенсируется влиянием уменьшающегося среднего эффективного давления p_e (с повышением частоты вращения коленчатого вала p_e уменьшается за счет ухудшения наполнения и возрастания механических потерь).

Скоростную характеристику реального двигателя строят по результатам стендовых испытаний. Внешнюю скоростную характеристику вновь проектируемого двигателя можно построить по следующим эмпирическим зависимостям (при условии, что известны максимальная мощность и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала): для карбюраторных двигателей

$$N_e = N_{e\max} \frac{n}{n_N} \left[1 + \frac{n}{n_N} - \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right];$$

для дизелей с неразделенными камерами сгорания

$$N_e = N_{e\max} \frac{n}{n_N} \left[0,87 + 1,13 \frac{n}{n_N} - \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right];$$

для дизелей с предкамерами

$$N_e = N_{e\max} \frac{n}{n_N} \left[0,6 + 1,4 \frac{n}{n_N} - \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right];$$

для дизелей с вихревыми камерами

$$N_e = N_{e\max} \frac{n}{n_N} \left[0,7 + 1,3 \frac{n}{n_N} - \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right].$$

Пользуясь приведенными формулами, можно, задавшись различными частотами вращения n , вычислить соответствующие им значения эффективной мощности N_e и по результатам вычислений построить график функции $N_e = f(n)$. При этом для построения падающей (правой) ветви графика эффективной мощности автомобильных карбюраторных двигателей необходимо выполнить вычисления для нескольких значений n больших, чем n_N (крайнее значение $n = n_{\max} = 1,2n_N$).

Имея зависимость эффективной мощности от частоты вращения, нетрудно построить график крутящего момента $M_e = f(n)$, пользуясь зависимостью

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n} \text{ Нм.}$$

Из приведенных на рис. 9.1 кривых видно, что максимальные крутящий момент и мощность двигателя имеют место при различных частотах вращения коленчатого вала.

Отношение частоты вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте n_M к частоте вращения при максимальной мощности n_N находится в пределах 0,4 ... 0,7 (большие значения — для дизелей).

Уменьшение крутящего момента от его максимального значения при увеличении частоты вращения оказывает значительное влияние на устойчивость скоростного режима работы двигателя. Как видно из приведенных на рис. 9.1 и 9.2 скоростных характеристик, при работе двигателя с максимальной мощностью развиваемый крутящий момент значительно меньше максимального. Однако этого момента достаточно для преодоления момента сопротивления (например, момента сопротивления движению автомобиля), если двигатель устойчиво держит скоростной режим.

Следовательно, двигатель имеет потенциальный запас крутящего момента, равный разности максимального момента двигателя и момента сопротивления на данном скоростном режиме. Устойчивость скоростного режима работы двигателя за счет потенциального запаса крутящего момента оценивается с помощью коэффициента приспособляемости k , который представляет отношение максимального крутящего момента к крутящему моменту на номинальном режиме:

$$k = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}}.$$

В карбюраторных двигателях $k = 1,25 \dots 1,35$, а в дизелях $k = 1,05 \dots 1,15$.

Коэффициент приспособляемости характеризует способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки без необходимости переключения передач. Для

этой же цели по ГОСТ 14846—69 введено понятие *запас крутящего момента* (в процентах), который подсчитывается по формуле

$$M = \frac{M_{e\max} - M_{eN}}{M_{eN}} \cdot 100\%.$$

Графики часового G_T и удельного g_e расходов топлива приводятся на скоростной характеристике с целью оценки экономичности двигателя при работе на различных скоростных режимах.

Часовой расход топлива при постоянном открытии дросселя зависит главным образом от частоты вращения коленчатого вала, а также от коэффициента наполнения. Поэтому по мере повышения частоты вращения часовой расход топлива растет сначала почти прямолинейно, затем начинает сказываться влияние коэффициента наполнения и темп прироста часового расхода снижается.

Удельный расход топлива при максимальной мощности по внешней скоростной характеристике определяется на основании теплового расчета, а для других скоростных режимов — с помощью следующих эмпирических зависимостей: для карбюраторных двигателей

$$g_e = g_{eN} \left[1,2 - \frac{n}{n_N} + 0,8 \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right];$$

для дизелей с неразделенными камерами сгорания

$$g_e = g_{eN} \left[1,55 - 1,55 \frac{n}{n_N} + \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right];$$

для дизелей с предкамерами

$$g_e = g_{eN} \left[1,2 - 1,2 \frac{n}{n_N} + \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right];$$

для дизелей с вихревыми камерами

$$g_e = g_{eN} \left[1,35 - 1,35 \frac{n}{n_N} + \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right],$$

где g_{eN} — удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности двигателя (по внешней скоростной характеристике).

График эффективного удельного расхода топлива на скоростной характеристике имеет почти такой же харак-

тер изменения, как и график индикаторного удельного расхода, анализ которого сделан при изучении индикаторных показателей двигателя. Отличием графика эффективного удельного расхода от индикаторного является более крутой подъем его после точки минимума, что объясняется влиянием механических потерь в двигателе.

Зависимость часового расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала при работе двигателя без нагрузки называется *характеристикой холостого хода*. Эта характеристика снимается с целью выявления экономичности работы двигателя без нагрузки. Начальную точку характеристики получают при прикрытой до упора дроссельной заслонке или при положении рейки топливного насоса, соответствующем цикловой подаче при работе с регулятором (в дизелях), обеспечивающим наименьшую устойчивую частоту вращения холостого хода. Затем, постепенно приоткрывая дроссель, увеличивают частоту вращения коленчатого вала двигателя без нагрузки и замеряют при этом часовые расходы топлива. Работу двигателя на холостом ходу можно считать нормальной в том случае, если график часового расхода топлива ($G_T = f(n)$) будет представлять плавную возрастающую линию. В этом случае возможен сравнительно быстрый перевод двигателя на нагрузочный режим работы и двигатель не заглохнет. При неудовлетворительном изменении графика следует отрегулировать карбюратор на более устойчивую частоту вращения холостого хода.

9.3. НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Для выявления экономичности работы двигателя при различных нагрузках служат *нагрузочные характеристики*, представляющие графики зависимости удельного и часового расходов топлива от мощности, развиваемой двигателем, при постоянной частоте вращения коленчатого вала. Нагрузочную характеристику карбюраторного двигателя иногда называют *дроссельной*, поскольку изменение мощности в нем достигается изменением положения дроссельной заслонки.

В связи с тем что автомобильный двигатель в эксплуатации работает в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала, для оценки его экономичности пользуются несколькими нагрузочными характеристиками,

снятыми для различных (но постоянных для каждой характеристики) частот вращения.

Как видно из нагрузочной характеристики карбюраторного двигателя (рис. 9.3), при работе на холостом ходу, когда эффективная мощность равна нулю, а часовой расход топлива — величина конечная, удельный расход топлива, равный $g_e = G_T / N_e$, стремится к бесконечности.

При полном открытии дросселя удельные расходы равны удельным расходам по внешней скоростной характеристике при тех же частотах вращения.

Изменение часовых расходов происходит почти по линейному закону. Резкое изменение графиков расхода топлива при нагрузках, близких к максимальной, объясняется включением экономайзера и обогащением смеси.

Увеличение удельных расходов на прикрытых дросселях происходит вследствие ухудшения протекания рабочего процесса (уменьшения η_v , увеличения γ_r), а также уменьшения механического КПД (индикаторная мощность уменьшается, а мощность механических потерь при постоянной частоте вращения практически неизменна).

В дизелях при увеличении нагрузки, а следовательно, и часового расхода топлива удельный расход будет вначале уменьшаться (участок 1...2) вследствие уменьшения относительной величины механических потерь, а затем повышаться из-за уменьшения α (рис. 9.4). Точка 3 соответствует сгоранию топлива на границе начала дымления. Дальнейшее увеличение нагрузки требует резкого возрастания часового расхода топлива, и соответственно будет уменьшаться α . При максимально возможной мощности значение α близко к единице. Если и дальше увеличивать количество подаваемого в цилиндры топлива, мощность двигателя будет понижаться вследствие не-

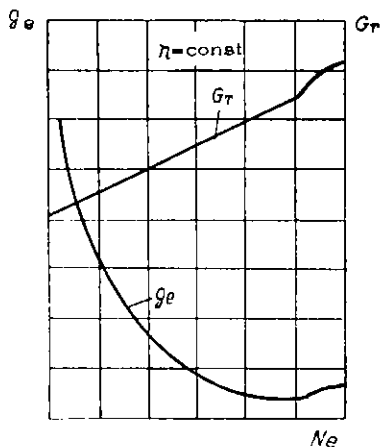


Рис. 9.3. Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя

удовлетворительных условий сгорания. При этом удельный расход топлива будет продолжать увеличиваться.

Практически часовой расход топлива в дизелях не должен превышать величины, определяемой точкой 3,

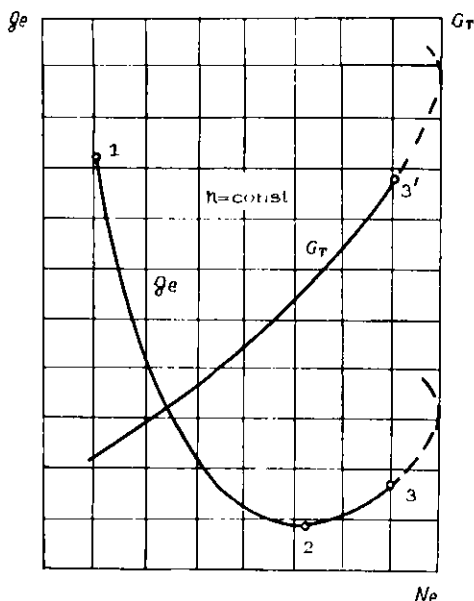


Рис. 9.4. Нагрузочная характеристика дизеля

так как при более высоких расходах дизель будет дымить и перегреваться.

9.4. РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Графики, отображающие зависимости мощности и экономичности двигателя от коэффициента избытка воздуха (состава смеси), угла опережения зажигания или впрыска, температуры масла, воды и других регулируемых факторов, характеризующих режим работы двигателя, называются *регулируемыми характеристиками*. Эти характеристики служат для выявления наиболее выгоднейших условий работы двигателя в зависимости от указанных факторов и оценки степени совершенства его регулировок.

Снятие регулировочных характеристик предшествует снятию основных характеристик двигателя. Чаще других снимаются регулировочные характеристики по расходу топлива (или по составу смеси), показывающие изменение мощности N_e и удельного расхода топлива g_e в зависимости от часового расхода топлива G_T при постоянной частоте вращения коленчатого вала и оптимальном угле опережения зажигания (или впрыска).

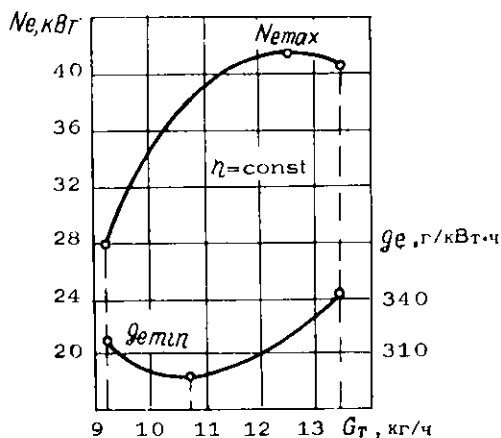


Рис. 9.5. Регулировочная характеристика карбюраторного двигателя по составу смеси

Из приведенной на рис. 9.5 характеристики по расходу топлива карбюраторного двигателя видны две экстремальные точки: одна соответствует максимальной мощности, а другая — минимальному удельному расходу топлива. Максимальная мощность достигается при часовом расходе топлива, соответствующем обогащенной смеси ($\alpha \approx 0,9$). Дальнейшее обогащение горючей смеси приводит к уменьшению мощности вследствие уменьшения скорости сгорания. Минимальный удельный расход топлива имеет место при часовом расходе, соответствующем обедненной смеси ($\alpha \approx 1,1$). Еще большее обеднение смеси приводит к резкому уменьшению скорости сгорания, вследствие чего работа двигателя становится неустойчивой и сопровождается резким падением мощности и ухудшением экономичности.

В эксплуатации карбюратор регулируют на состав смеси в интервале, соответствующем часовым расходам топлива, при которых имеют место $g_{\text{емп}}$ и $N_{\text{емп}}$.

Из приведенной на рис. 9.6 характеристики карбюраторного двигателя по углу опережения зажигания видно, что с увеличением угла опережения до величины $\theta \approx 20$ град. п.к.в. мощность двигателя повышается, а

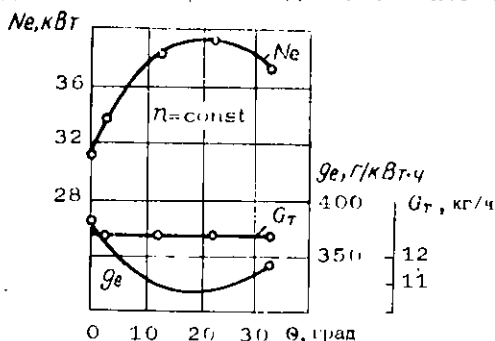


Рис. 9.6. Регулировочная характеристика карбюраторного двигателя по углу опережения зажигания

удельный расход уменьшается. Дальнейшее увеличение угла опережения зажигания приводит к снижению мощности двигателя и увеличению удельного расхода топлива. Однако следует помнить, что наимыгоднейший угол опережения зажигания не остается постоянным и зависит от режима работы двигателя, состава смеси и других факторов.

9.5. ДЕТОНАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Детонационной характеристикой двигателя называется зависимость октановых чисел бензина, требуемых для работы двигателя на границе детонации, от какого-либо режимного фактора (рис. 9.7).

Из графика (рис. 9.7, а), полученного при полном открытии дросселя, мощностной регулировке карбюратора и оптимальном угле опережения зажигания, видно, что при малых частотах вращения коленчатого вала октановое число топлива должно быть выше, и наоборот.

Из графика (рис. 9.7, б), полученного при постоянной

частоте вращения коленчатого вала, мощностной регулировке карбюратора и оптимальном угле опережения зажигания, следует, что топливо с большим октановым числом требуется при полном открытии дросселя.

Из графика (рис. 9.7, в), полученного при полном открытии дросселя, постоянной частоте вращения коленчатого вала и оптимальном угле опережения зажигания,

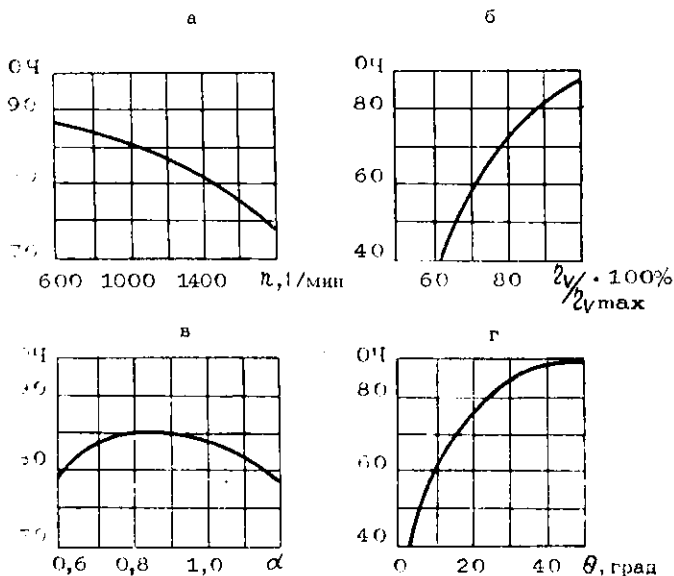


Рис. 9.7. Зависимость требуемого октанового числа топлива от основных режимных факторов

видно, что при обогащенной смеси требования к октановому числу топлива должны быть выше.

Из графика (рис. 9.7, г), полученного при полном открытии дросселя, постоянной частоте вращения коленчатого вала и мощностной регулировке карбюратора, можно сделать вывод, что с увеличением опережения зажигания антидетонационные требования к топливу возрастают.

Раздел II. ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава 10. КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В тепловом расчете 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:

- 1) кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма;
- 2) динамический анализ кривошипно-шатунного механизма;
- 3) анализ уравновешенности поршневых двигателей и основные методы уравновешивания их;
- 4) 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

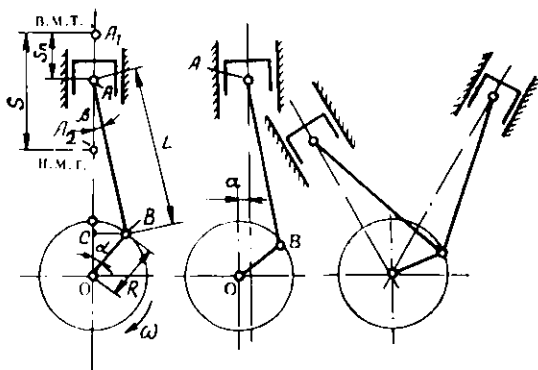


Рис. 10.1. Основные конструктивные схемы кривошипно-шатунных механизмов автомобильных и тракторных двигателей

их на установившемся скоростном режиме $\omega = \text{const}$. 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 (к.ш.м.) (рис. 10.1): а) центральный к.ш.м., у которого ось цилиндра пересекается с осью коленчатого вала; б) смещенный к.ш.м., у которого ось цилиндра смещена относительно оси коленчатого вала на величину a ; в) V-образный к.ш.м. (в том числе к.ш.м. с прицепным шатуном), у которого два шатуна, работающие на левый и правый цилиндры, размещены на одном кривошипе коленчатого вала.

Наибольшее распространение в автомобильных и тракторных двигателях получил центральный к.ш.м., 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 к.ш.м. 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 α . Зависимость между углом поворота коленчатого вала α и временем t выражается формулой

$$\alpha = \frac{360n}{60} \cdot t = 6nt \text{ град.},$$

где n — частота вращения вала в минуту.

Примем следующие обозначения (рис. 10.1): α — угол поворота кривошипа в рассматриваемый момент времени, отсчитываемый от оси цилиндра в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке. При $\alpha = 0$ поршень занимает крайнее положение A_1 — в.м.т., при $\alpha = 180^\circ$ поршень занимает крайнее положение A_2 — н.м.т.; β — 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 к.ш.м. (отно-

шение радиуса кривошипа к длине шатуна). Практически значение этого параметра для автомобильных и тракторных двигателей находится в пределах $1/3, 2 \dots 1/4, 2$, (т. е. $0,31 \dots 0,24$); $S=2R=A_1A_2$ — полный ход поршня.

10.2. КИНЕМАТИКА ПОРШНЯ

Перемещение поршня. При повороте кривошипа на угол α перемещение поршня от его начального положения в в.м.т. определяется отрезком AA_1 и равно (рис. 10.1): $s_{\pi}=AA_1=A_1O-AO=A_1O-(OC+CA)$. Так как $A_1O=R+L$, и из прямоугольных треугольников OCB и ACB имеем $OC=OB \cos \alpha=R \cos \alpha$; $CA=AB \cos \beta=L \cos \beta$, то

$$s_{\pi} = R + L - (R \cos \alpha + L \cos \beta) = R \left[1 + \frac{L}{R} - \left(\cos \alpha + \frac{L}{R} \cos \beta \right) \right] = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right]. \quad (10.1)$$

Из треугольников OCB и ACB имеем $R \sin \alpha = L \sin \beta$, откуда

$$\sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha. \quad (10.2)$$

Следовательно,

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

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

$$\begin{aligned} \cos \beta &= (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha - \\ &\quad - \frac{1}{2 \cdot 4} \lambda^4 \sin^4 \alpha - \dots \end{aligned}$$

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

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

Подставляя это значение в формулу (10.1), получим

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

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

$$s_{\Pi} = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]. \quad (10.3)$$

Выражение (10.3) является уравнением движения кривошипно-шатунного механизма, описывающим перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа и геометрических размеров к.ш.м. Значения выражения (10.3), для различных значений α и λ приведены в табл. 10.1.

Табл. 10.1. Значения выражения $\left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$

λ α , град	$\frac{1}{3,2}$	$\frac{1}{3,4}$	$\frac{1}{3,6}$	$\frac{1}{3,8}$	$\frac{1}{4,0}$	$\frac{1}{4,2}$	λ α , 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	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	180

Перемещение поршня в соответствии с уравнением (10.3) можно представить как сумму гармонических перемещений первого и второго порядков

$$s_n = s_{nI} + s_{nII},$$

где $s_{nI} = R(1 - \cos \alpha)$, $s_{nII} = R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha)$.

Анализируя выражение (10.3), нетрудно заметить, что при $\alpha=0$ $s_n=0$ (соответствует в.м.т.); при $\alpha=\pi$ $s_n=2R$ (соответствует н.м.т.); при $\alpha=\pi/2$ $s_n=R(1+\lambda/2)$.

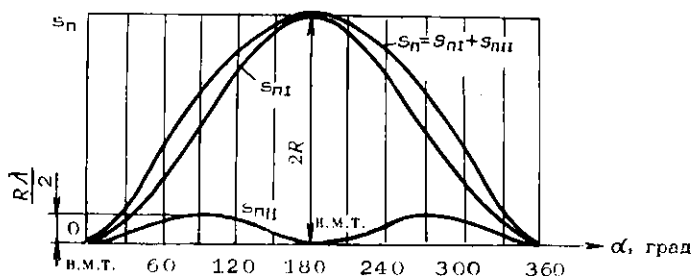


Рис. 10.2. Графики перемещения поршня

Отсюда следует, что при повороте кривошипа из положения в.м.т. на первую четверть оборота ($\alpha=\pi/2$) 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 слагаемых, первое из которых обуславливается перемещением шатуна вдоль оси цилиндра, а второе — отклонением шатуна от оси цилиндра. Обе эти причины 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 λ и R . Характер перемещения поршня и его слагаемых в зависимости от угла поворота кривошипа показан на рис. 10.2.

Перемещение поршня может быть определено графическим путем. Одним из методов графического опреде-

ления перемещения поршня является метод Брикса, сущность которого заключается в следующем (рис. 10.3). Описывается окружность радиусом, равным радиусу кривошипа R . На вертикальном диаметре от центра O откладывается в направлении н.м.т. отрезок OO_1 , равный $R\lambda/2$.

Для определения перемещения поршня при повороте кривошипа на некоторый угол α через точку O_1 прово-

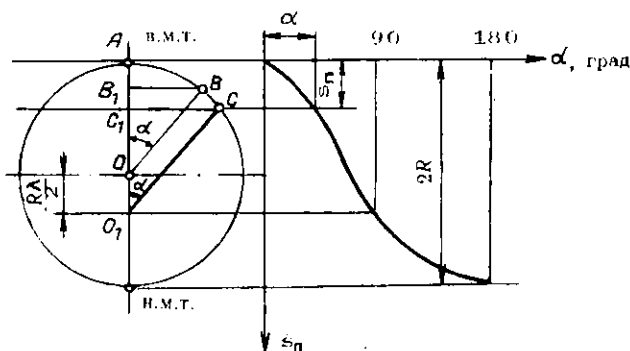


Рис. 10.3. Графический метод определения перемещения поршня

дится под углом α к вертикали луч O_1C до пересечения его с окружностью. Проекция точки C на вертикальном диаметре точка C_1 определяет положение поршня при угле поворота кривошипа α , а отрезок AC_1 — путь, пройденный поршнем. Докажем это.

$$\begin{aligned} s_{\text{п}} = AC_1 &= AB_1 + B_1C_1 = OA - OB_1 + B_1C_1 = \\ &= R - R \cos \alpha + B_1C_1. \end{aligned}$$

С некоторым приближением можно допустить, что хорда BC перпендикулярна к лучу O_1C , тогда $\angle BCC_1 \simeq \angle \alpha$ и, значит,

$$B_1C_1 = BC \sin \alpha = OO_1 \sin \alpha \sin \alpha = \frac{R\lambda}{2} \sin^2 \alpha.$$

Тогда

$$\begin{aligned} s_{\text{п}} = AC_1 &= R(1 - \cos \alpha) + \frac{R\lambda}{2} \sin^2 \alpha = R \left[(1 - \cos \alpha) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \end{aligned}$$

что и требовалось доказать.

Следовательно, отрезок AC_1 по длине равен пути, пройденному поршнем при повороте кривошипа на угол α .

Отрезок AB_1 представляет ту часть перемещения поршня, которая вызвана вертикальным перемещением шатуна вдоль оси цилиндра, т. е. перемещение первого порядка, а отрезок B_1C_1 — величину перемещения поршня второго порядка, вызванного отклонением шатуна от оси цилиндра.

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 (10.3).

$$\begin{aligned}\frac{ds_{\pi}}{dt} &= \frac{d}{d\alpha} \left\{ R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \right\} \frac{d\alpha}{dt} = \\ &= R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \frac{d\alpha}{dt}.\end{aligned}$$

Но $ds_{\pi}/dt = v_{\pi}$ — скорость перемещения поршня; $d\alpha/dt = \omega$ — угловая скорость вращения кривошипа. Следовательно, имеем

$$v_{\pi} = R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (10.4)$$

Значения выражения, заключенного в скобки в формуле (10.4), для различных α и λ приведены в табл. 10.2.

Скорость поршня можно представить как сумму скоростей первого и второго порядков

$$v_{\pi} = v_{\pi I} + v_{\pi II},$$

$$\text{где} \quad v_{\pi I} = R\omega \sin \alpha; \quad v_{\pi II} = R\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha.$$

Зависимость скорости перемещения поршня и ее составляющих от угла поворота кривошипа представлена на рис. 10.4.

Как видно из выражения (10.4) и его графического изображения, составляющие скорости поршня представляют гармонические функции угла α , причем период гармонических колебаний функции скорости поршня второго порядка в два раза меньше периода колебаний функции скорости поршня первого порядка.

Табл. 10.2. Значения выражения $\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right)$

α , град	λ	Знак	$\frac{1}{3,2}$	$\frac{1}{3,4}$	$\frac{1}{3,6}$	$\frac{1}{3,8}$	$\frac{1}{4,0}$	$\frac{1}{4,2}$	Знак	λ	α , град
0	+	0,000	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	0,214	—	350	
20	+	0,442	0,437	0,431	0,427	0,422	0,418	0,418	—	340	
30	+	0,635	0,627	0,620	0,614	0,608	0,608	0,608	—	330	
40	+	0,797	0,788	0,780	0,772	0,766	0,760	0,760	—	320	
50	+	0,920	0,911	0,903	0,896	0,889	0,883	0,883	—	310	
60	+	0,001	0,993	0,980	0,980	0,974	0,969	0,969	—	300	
70	+	1,040	1,034	1,029	1,024	1,020	1,016	1,016	—	290	
80	+	1,038	1,035	1,032	1,030	1,028	1,026	1,026	—	280	
90	+	1,000	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	0,944	—	260	
110	+	0,839	0,845	0,850	0,855	0,859	0,862	0,862	—	250	
120	+	0,731	0,739	0,746	0,752	0,758	0,763	0,763	—	240	
130	+	0,612	0,621	0,629	0,636	0,643	0,649	0,649	—	230	
140	+	0,489	0,489	0,506	0,513	0,520	0,526	0,526	—	220	
150	+	0,365	0,373	0,380	0,386	0,392	0,397	0,397	—	210	
160	+	0,242	0,247	0,253	0,257	0,262	0,266	0,266	—	200	
170	+	0,120	0,123	0,126	0,129	0,131	0,133	0,133	—	190	
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	180	

При $\alpha=0$ (в.м.т.) и $\alpha=\pi$ (н.м.т.) скорость поршня равна нулю, что соответствует изменению в этих точках направления движения поршня.

При $\alpha=\pi/2$ $v_{\pi}=R\omega$, 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. Угол поворота кривошипа, при котором скорость поршня достигает максимума, определяется из условия равенства нулю производной от правой части выражения (10.4) (при этом ускорение поршня будет нулевым).

Величина превышения максимальной скорости поршня над окружной скоростью оси шатунной шейки кривошипа Δv пропорциональна значению λ и смещает точку максимума в сторону в.м.т.

Так, при $\lambda=0$ $v_{n\max}=R\omega$; при $\lambda=1/4,0$ $v_{n\max}=1,03R\omega$; при $\lambda=1/3,5$ $v_{n\max}=1,04R\omega$; при $\lambda=1/3,0$ $v_{n\max}=1,05R\omega$.

Скорость поршня можно определить графически непосредственно на схеме к.ш.м. Она пропорциональна отрезку, отсекаемому продольной осью шатуна на диаметре окружности кривошипа, перпендикулярном оси цилиндра (рис. 10.5).

Для доказательства находим мгновенный центр O' вращения шатуна AB , соответствующий углу поворота

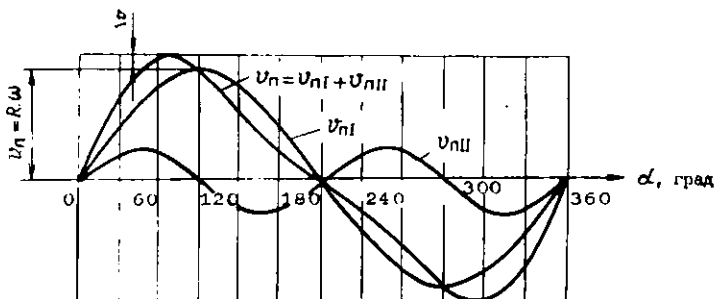


Рис. 10.4. Графики скорости поршня

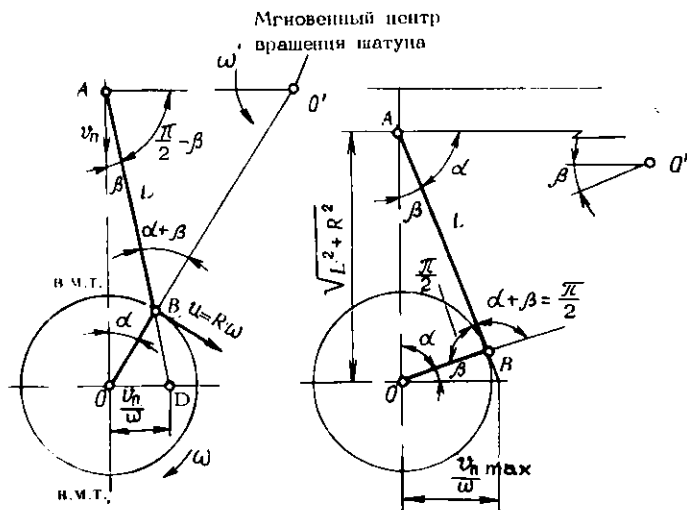


Рис. 10.5. Графический метод определения скорости поршня

кривошипа α . Он находится на пересечении продолжения продольной оси кривошипа и перпендикуляра к оси цилиндра AO' . Обозначая мгновенную угловую скорость вращения шатуна вокруг точки O' через ω' , можем написать

$$\frac{v_{\Pi}}{u} = \frac{AO'}{BO'} \cdot \frac{\omega'}{\omega} = \frac{AO'}{BO'}.$$

Из подобия треугольников ABO' и OBD имеем

$$\frac{AO'}{BO'} = \frac{OD}{OB} = \frac{OD}{R},$$

тогда $\frac{v_{\Pi}}{u} = \frac{OD}{R}$ или $v_{\Pi} = \frac{u}{R} \cdot OD = \frac{R\omega}{R} \cdot OD = \omega OD$.

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

Из треугольника ABO' имеем

$$\frac{AO'}{BO'} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(90 - \beta)} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Следовательно,

$$v_{\Pi} = u \frac{AO'}{BO'} = R\omega \frac{AO'}{BO'} = R\omega \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Максимального значения скорость поршня достигает при максимальном значении выражения $\sin(\alpha + \beta)/\cos \beta$. С некоторым допущением можно считать, что максимум будет при $(\alpha + \beta) = \pi/2$, т. е. когда продольная ось шатуна перпендикулярна к радиусу кривошипа. В этом случае (рис. 10.5)

$$\cos \beta = \frac{L}{\sqrt{L^2 + R^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda^2}}$$

и

$$v_{\Pi \max} = R\omega \sqrt{1 + \lambda^2}.$$

Угол поворота кривошипа, при котором скорость поршня можно считать максимальной, определяется по выражению

$$\begin{aligned} \alpha_{\max} = -\frac{\pi}{2} - \beta_{\max} &= -\frac{\pi}{2} - \arccos \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda^2}} = \\ &= -\frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \lambda. \end{aligned}$$

В инженерной практике для оценки быстроходности и долговечности автомобильных и тракторных двигателей пользуются значением средней скорости поршня $v_{\text{ср}}$:

$$v_{\text{ср}} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} = \frac{2Rn}{30} \cdot \frac{\pi}{\pi} = \frac{2}{\pi} R\omega.$$

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 над ее средней величиной определяется отношением

$$\frac{v_{\text{нmax}}}{v_{\text{ср}}} = \frac{R\omega \sqrt{1+\lambda^2}}{\frac{2}{\pi} R\omega} = \frac{\pi}{2} \sqrt{1+\lambda^2}.$$

Величина этого отношения для значений $\lambda=0,31...0,24$ находится в пределах: 1,64... 1,62. Следовательно, можно считать, что

$$v_{\text{нmax}} \simeq 1,63 v_{\text{ср}} \simeq 1,63 \frac{Sn}{30} \simeq \frac{3,26}{\pi} R\omega.$$

Ускорение поршня. Выражение для определения ускорения поршня можно найти путем дифференцирования по времени выражения для скорости поршня (10.4):

$$j_{\text{п}} = \frac{dv_{\text{п}}}{dt} = \frac{dv_{\text{п}}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (10.5)$$

Значения тригонометрического множителя в полученном выражении для различных значений α и λ приведены в табл. 10.3.

Из формулы (10.5) видно, что ускорение поршня складывается из двух составляющих:

$$j_{\text{п}} = j_{\text{пI}} + j_{\text{пII}},$$

где $j_{\text{пI}} = R\omega^2 \cos \alpha$ — ускорение первого порядка; $j_{\text{пII}} = R\omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ — ускорение второго порядка.

Характер изменения этих ускорений в зависимости от угла поворота кривошипа показан на рис. 10.6.

Табл. 10.3 Значения выражения $(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$

α , град	λ	Знак	$\frac{1}{3,2}$	$\frac{1}{3,4}$	$\frac{1}{3,6}$	$\frac{1}{3,8}$	$\frac{1}{4,0}$	$\frac{1}{4,2}$	Знак	R α , 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	1,122	+	340
30	+	+	1,022	1,013	1,005	1,998	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	0,647	0,639	0,632	0,625	0,619	—	240
130	—	—	0,697	0,694	0,691	0,688	0,686	0,684	—	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 (10.5) и его графического изображения, составляющие ускорения поршня представляют гармонические функции угла α , причем период изменения ускорения первого порядка в два раза больше периода изменения ускорения второго порядка.

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

В первом случае экстремальные значения ускорения будут при $\alpha = 0$ (в.м.т.) и $\alpha = \pi$ (н.м.т.)

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

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

$$i_{\pi \alpha'} = R\omega^2 (\cos \alpha' + \lambda \cos 2\alpha') = R\omega^2 [\cos \alpha' + \lambda (2\cos^2 \alpha' - 1)] = -R\omega^2 \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda} \right).$$

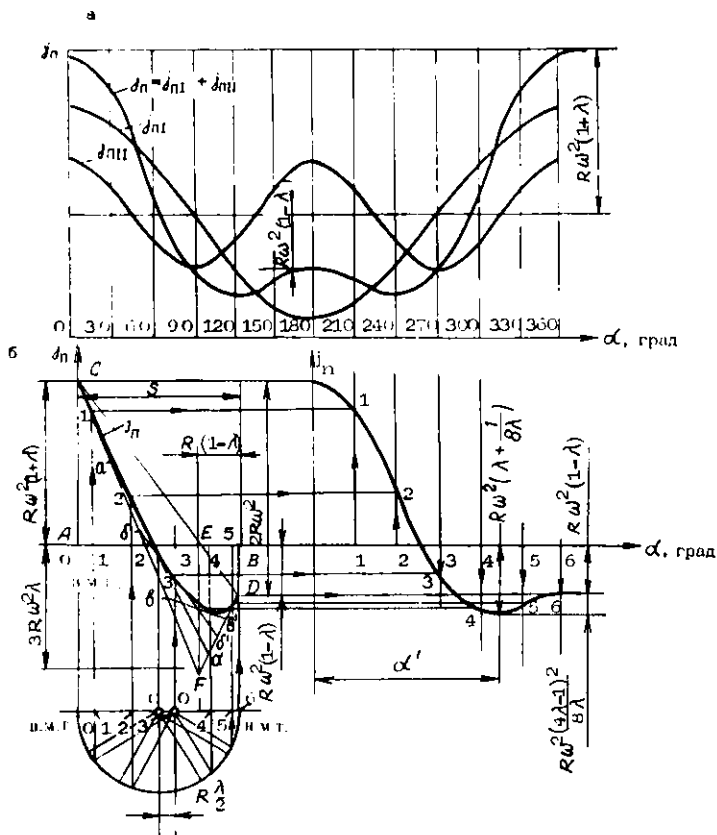


Рис. 10.6. Построение графика ускорения поршня:
а — аналитический метод; б — графический метод

Абсолютная величина разности между двумя отрицательными экстремальными значениями ускорения равна:

$$\begin{aligned} |j_{\pi\alpha} - j_{\pi\alpha=\pi}| &= R\omega^2 \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda} \right) - R\omega^2 (1 - \lambda) = \\ &= R\omega^2 \frac{(4\lambda - 1)^2}{8\lambda}. \end{aligned}$$

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

Зависимость ускорения поршня от его хода $[j_{\pi} = f(s_{\pi})]$ и от угла поворота кривошипа $[j_{\pi} = f(\alpha)]$ представлена графически на рис. 10.6, где показано также графическое построение кривой ускорения поршня. Для этого на перпендикулярах по концам отрезка, равного полному ходу поршня, откладываются в соответствующем масштабе значения ускорения поршня в крайних положениях кривошипного механизма:

$$AC = j_{\pi\max} = R\omega^2 (1 + \lambda); \quad BD = j_{\pi\min} = -R\omega^2 (1 - \lambda).$$

Затем соединяются прямой линией точки C и D и на перпендикуляре в точке пересечения этой линии с осью абсцисс откладывается отрезок $EF = 3R\omega^2\lambda$. Полученная точка F соединяется прямыми линиями с точками C и D , а отрезки CF и DF делятся на одинаковое число равных частей. Полученные точки деления обозначаются слева направо буквами $(a, b, в и a', б', в')$, и одноименные точки соединяются прямыми линиями. Огибающая касательная кривая к этим прямым представляет график ускорения поршня $j_{\pi} = f(s_{\pi})$.

По методу Брикса график функции $j_{\pi} = f(s_{\pi})$ нетрудно перестроить в график функции $j_{\pi} = f(\alpha)$, как это и показано на рис. 10.6.

Максимальное значение ускорения поршня для автомобильных и тракторных двигателей—6000... 22 000 м/с².

10.3. КИНЕМАТИКА ШАТУНА

При вращении кривошипа шатун совершает сложное плоскопараллельное движение, которое можно рассматривать как сумму поступательного движения вместе с

поршнем (с точкой A на рис. 10.7), кинематика которого рассмотрена, и углового движения относительно оси поршневого пальца, т. е. точки A .

Угловое перемещение шатуна относительно оси цилиндра определяется из уравнения (10.2):

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha). \quad (10.6)$$

Из уравнения (10.6) видно, что наибольшее отклонение шатуна при $\alpha = \frac{\pi}{2}$ и $\alpha = \frac{3}{2}\pi$ и равно $\beta_{\max} = \pm \arcsin \lambda$.

Угловая скорость шатуна определяется путем дифференцирования по времени функции углового перемещения:

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

Продифференцировав выражение (10.2) как уравнение с разделенными переменными, имеем

$$\cos \beta d\beta = \lambda \cos \alpha d\alpha,$$

откуда

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

Тогда

$$\omega_{\text{ш}} = \omega \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = \frac{\omega \lambda \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \approx \omega \lambda \cos \alpha \quad (10.7)$$

(приближение сделано с погрешностью порядка λ^3).

Как видно из формулы (10.7), при $\alpha = -\frac{\pi}{2}$ и $\alpha = \frac{3}{2}\pi$ угловая скорость шатуна равна нулю. При $\alpha = 0$ и $\alpha = \pi$ угловая скорость имеет экстремальные значения:

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

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

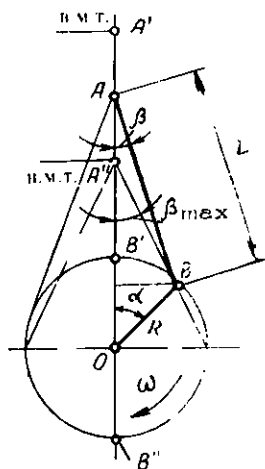


Рис. 10.7. Схема движения шатуна

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

Экстремальные значения углового ускорения шатуна

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

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

10.4. ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ СМЕЩЕННОГО КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Смещенный, или дезаксиальный к.ш.м. (рис. 10.8), кроме параметра λ , характеризуется величиной относительного смещения $k = a/R$, которая находится в пределах 0,05...0,20. Смещенный к.ш.м. в автомобильных и тракторных двигателях с нижним расположением распределительного вала применяется главным образом для выполнения требований конструктивной компоновки.

Положения кривошипа, соответствующие в.м.т. и н.м.т., т. е. совмещению радиуса кривошипа и продольной оси шатуна на одной прямой, определяются углами α_1 и α_2 , которые находятся из треугольников $A'EO$ и $A''EO$.

$$\sin \alpha_1 = \frac{a}{L + R} = \frac{\lambda k}{1 + \lambda};$$

$$\sin \alpha_2 = -\frac{a}{L - R} = -\frac{\lambda k}{1 - \lambda}.$$

Связь между углами α и β устанавливается из треугольников ABD и BCO , из которых следует, что $DB = L \sin \beta = R \sin \alpha - a$, откуда

$$\sin \beta = \lambda (\sin \alpha - k). \quad (10.8)$$

Формулы для определения перемещения, скорости и ускорения поршня в смещенном к.ш.м. (с точностью до малых второго порядка) отличаются от аналогичных для центрального к.ш.м. только наличием добавочного третьего члена, учитывающего влияние смещения:

перемещение поршня

$$s_{\text{п}} = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) - k\lambda \sin \alpha \right]; \quad (10.9)$$

скорость поршня

$$v_{\text{п}} = R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha - k\lambda \cos \alpha \right); \quad (10.10)$$

ускорение поршня

$$j_{\text{п}} = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + k\lambda \sin \alpha). \quad (10.11)$$

Из выражения (10.8) видно, что экстремальные значения угла β имеют место при $\sin \alpha = \pm 1$, т. е. при $\alpha = \frac{\pi}{2}$ и $\alpha = \frac{3}{2}\pi$ и равны $\sin \beta_{\text{экстр}} = \pm \lambda - \lambda k$.

Как видно из рис. 10.8, угол поворота кривошипа, соответствующий движению поршня от в.м.т. до н.м.т. ($\alpha_2 - \alpha_1$) $> \pi$, что оказывает влияние на протекание процессов в цилиндре. Полный ход поршня в смещенном к.ш.м. больше, чем в центральном ($S > 2R$), что увеличивает литраж двигателя, а значит, и мощность. При этом несколько возрастает время такта впуска, так как ($\alpha_2 - \alpha_1$) $> \pi$, что улучшает наполнение двигателя.

К преимуществам смещенного к.ш.м. относится меньшая скорость поршня около в.м.т., что улучшает процесс сгорания, который протекает ближе к условно подводу тепла при $V = \text{const}$. 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.

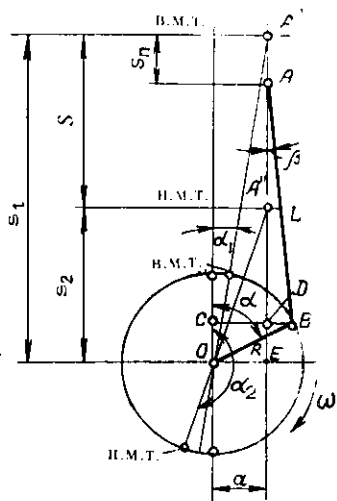


Рис. 10.8. Схема движения смещенного кривошипно-шатунного механизма

К недостаткам смещенного к.ш.м. следует отнести некоторое увеличение сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс.

Величина добавочных членов в формулах 10.8...10.11 для автотракторных двигателей невелика ($k\lambda=0,01...0,06$), поэтому разницей в кинематике смещенного и центрального к.ш.м. можно пренебречь.

Г л а в а 11. ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

11.1. 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 движущихся масс к.ш.м. в свою очередь разделяются на силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и силы инерции вращательно движущихся масс.

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

11.2. СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ

Сила давления газов на поршень определяется по выражению

$$P_r = (p_r - p_0) F_n, \quad (11.1)$$

где p_r — давление газов в цилиндре (давление над поршнем); 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); F_n — площадь поперечного сечения цилиндра.

Поскольку давление газов в цилиндре является величиной переменной, то сила давления газов представляет переменную величину $[P_r=f(s_n)]$ или $[P_r=f(\alpha)]$.

Значения давления газов на поршень для различных значений его хода определяют по индикаторной диаграмме, которую строят по данным, полученным из теплового

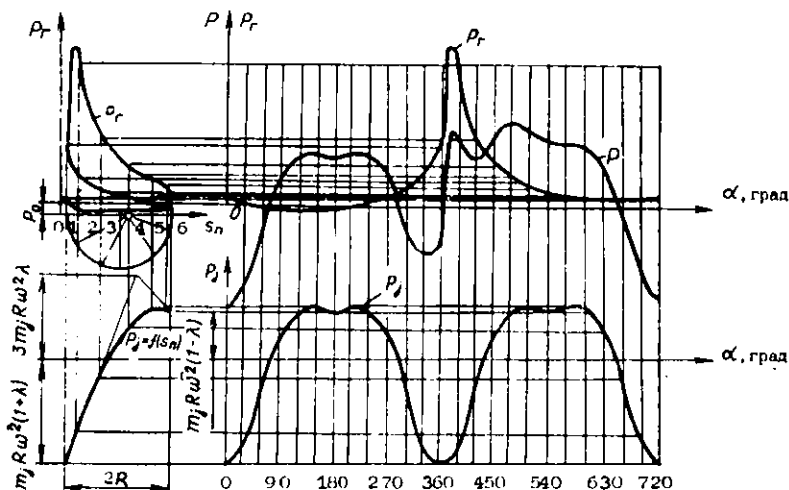


Рис. 11.1. Построение графиков сил, действующих на поршневой палец

расчета. Индикаторную диаграмму нетрудно перестроить по методу Брикса в развернутую индикаторную диаграмму по углу поворота кривошипа $[p_r=f(\alpha)]$ (рис. 11.1).

Развернутая индикаторная диаграмма в соответствующем масштабе представляет график выражения (11.1), т. е. график силы давления газов в зависимости от угла поворота кривошипа $[P_r=f(\alpha)]$.

Сила давления газов считается приложенной к оси поршневого пальца и имеет положительный знак, если она направлена к оси кривошипа, и отрицательный знак, если она направлена в противоположную сторону (что имеет место лишь при давлении газов в цилиндре меньше p_0). Максимальное значение силы давления газов на поршень принято считать в в.м.т.

11.3. МАССЫ ДВИЖУЩИХСЯ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА И ИХ ПРИВЕДЕНИЕ

Для определения сил инерции, возникающих в результате движения элементов к.ш.м., необходимо знать массы этих элементов. При этом для упрощения динамического расчета применяют замену действительных масс динамически эквивалентной системой расчетных масс, сосредоточенных в тех точках к.ш.м., ускорения которых определены (на осях поршневого пальца и шатунной шейки).

Все движущиеся элементы к.ш.м. по характеру их движения можно разделить на три группы.

1. Детали, совершающие прямолинейное возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра — поршневая группа (поршень, палец, кольца). Масса поршневой группы $m_{\text{п}}$ считается сосредоточенной на оси поршневого пальца. Так как ускорение поршня считается известным, приведения этой массы не требуется.

2. Неуравновешенные части коленчатого вала (кривошипа), совершающие вращательное движение. Массы этих неуравновешенных частей заменяют одной приведенной к радиусу кривошипа массой $m_{\text{к}}$ (рис. 11.2). Приведение производится с соблюдением условия равенства

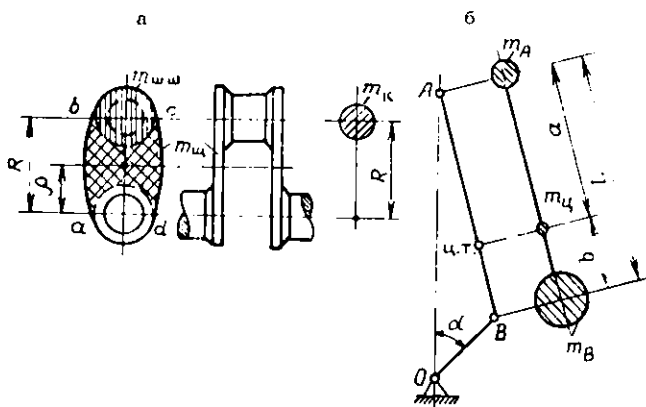


Рис. 11.2. Приведение масс деталей кривошипно-шатунного механизма к радиусу кривошипа и к оси поршневого пальца:

а—кривошип; б—шатун

центробежных сил инерции действительной и приведенной масс.

Масса шатунной шейки с прилежащими частями щек $m_{ш. ш}$ считается сосредоточенной в середине оси шейки; так как центр тяжести ее удален от оси кривошипа на расстояние R , приведения этой массы не требуется.

Масса средней части щеки $m_{щ}$ (по контуру $abcd$), имеющей центр тяжести на радиусе ρ , приводится к радиусу R :

$$m_{щ}\rho\omega^2 = (m_{щ})_R R\omega^2,$$

откуда

$$(m_{щ})_R = m_{щ} \frac{\rho}{R}.$$

Приведенная к радиусу R неуравновешенная масса всего кривошипа

$$m_k = m_{ш. ш} + 2(m_{щ})_R = m_{ш. ш} + 2m_{щ} \frac{\rho}{R}.$$

3. Детали шатунной группы, совершающие сложное плоскопараллельное движение. Масса шатуна $m_{ш}$ может быть заменена тремя массами, сосредоточенными на осях поршневого пальца m_A , шатунной шейки кривошипа m_B и в центре тяжести шатуна $m_{ш}$, как показано на рис. 11.2. Такая замена будет эквивалентной при соблюдении следующих условий:

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

$$m_{ш} = m_A + m_B + m_{ш};$$

б) центр тяжести всех масс должен совпадать с центром тяжести шатуна ($\Sigma m_i l_i = 0$), т. е.

$$-m_A a + m_B b = 0 \quad \text{или} \quad m_A a = m_B (L - a);$$

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 ($\Sigma m_i l_i^2 = I_{ш}$), т. е.

$$I_{ш} = m_A a^2 + m_B b^2 = m_A a^2 + m_B (L - a)^2;$$

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

Решая совместно уравнения [трех записанных условий относительно m_A , m_B и m_{Π}], имеем:

$$m_A = \frac{I_{\text{ш}}}{La}; \quad m_B = \frac{I_{\text{ш}}}{L(L-a)}; \quad m_{\Pi} = m_{\text{ш}} - \frac{I_{\text{ш}}}{(L-a)a}.$$

Масса m_A движется возвратно-поступательно и поэтому прибавляется к массе поршневой группы. Масса m_B совершает вращательное движение вместе с шатунной шейкой кривошипа и, следовательно, прибавляется к массе m_{Π} . Масса m_{Π} движется поступательно и одновременно колеблется относительно оси поршневого пальца. В сравнении с массами m_A и m_B масса m_{Π} незначительна, и в практических расчетах ее действием можно пренебречь. Следовательно, в динамических расчетах с некоторым приближением массу шатуна заменяют двумя массами m_A и m_B , величины которых находят по формулам, полученным из решения уравнений, описывающих первые два условия, а именно:

$$m_A = m_{\text{ш}} \frac{L-a}{L}; \quad m_B = m_{\text{ш}} \frac{a}{L}.$$

Для большинства существующих конструкций авто-тракторных двигателей величины замещающих шатун расчетных масс находятся в пределах:

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

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:

$$m_j = m_{\Pi} + m_A;$$

массой m_r , совершающей вращательное движение:

$$m_r = m_{\Pi} + m_B.$$

При наличии на коленях вала противовесов их масса также должна учитываться в расчете.

Величины m_{Π} , m_A и m_B при динамическом расчете вновь проектируемого двигателя выбираются из данных существующих конструкций. Значения этих величин, отнесенные

Табл. 11.1. Значения удельных конструктивных масс $m' = \frac{m}{F_{\Pi}}$, кг/м³

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Карбюраторные двигатели $D=60 \dots 100$ мм	Дизели $D=80 \dots 120$ мм
Поршневая группа $m'_п$ *		
поршень из алюминиевого сплава	80...100	150...300
чугунный поршень	150...250	250...400
Шатун $m'_{ш}$ **:	100...200	250...400
Неуравновешенные части одного ко- лена вала без противовесов m'_k ***:		
стальной кованый вал (сплошные шатунные шейки)	150...200	200...400
чугунный литой вал (полые шатунные шейки)	100...200	150...300

Примечания: * Большие величины соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндров.

** Меньшие величины следует брать для двигателей с $S/D \leq 1$.

*** Большие величины соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра D и V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке. Меньшие величины — двигателям, у которых $S/D \leq 1$.

к единице площади сечения цилиндра ($m'_п$, $m'_{ш}$, m'_k), для современных автомобильных и тракторных двигателей находятся в пределах, приведенных в табл. 11.1.

11.4. 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 к.ш.м. сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяется как произведение массы m_j на ускорение поршня, взятое с обратным знаком, по формуле:

$$P_j = -m_j \ddot{x} = -m_j R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha).$$

Сила инерции P_j , как и ускорение поршня, может быть представлена в виде суммы сил инерции первого и второго порядков:

$$P_j = P_{jI} + P_{jII},$$

где $P_{jI} = -m_j R \omega^2 \cos \alpha$; $P_{jII} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$.

Сила инерции P_j действует вдоль оси цилиндра и считается *положительной*, если она направлена к оси коленчатого вала (к н.м.т.), и *отрицательной*, если направлена в противоположную сторону (к в.м.т.). 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_p , имеют место в в.м.т. и н.м.т. Величина силы инерции в этих точках достигает значений: $P_{j \min} = m_j R \omega^2 (1 + \lambda)$; $P_{j \max} = -m_j R \omega^2 (1 - \lambda)$. График, отображающий изменение силы инерции P_j с изменением угла поворота кривошипа аналогичен графику, отображающему ускорение поршня, отличаясь от него лишь знаком ординат и масштабом.

На рис. 11.1 представлено построение графика изменения сил инерции по углу поворота кривошипа $P_j = f(\alpha)$, которое можно осуществить графически аналогично построению графика $P_r = f(\alpha)$. Для этого методом касательных первоначально строится график $P_j = f(s_p)$ с учетом знака сил, который затем по методу Брикса перестраивается в развернутую диаграмму по углу поворота вала $P_j = f(\alpha)$. Графическое построение следует вести в масштабе, принятом для сил.

Центробежная сила инерции вращающихся масс K_r определяется по формуле

$$K_r = -m_r R \omega^2. \quad (11.2)$$

Знак минус показывает, что направление силы K_r обратно направлению центростремительного ускорения. Центробежная сила инерции направлена по радиусу кривошипа от его центра, постоянна по величине (при $\omega = \text{const}$) и приложена к центру коренной шейки кривошипа.

Учитывая, что $m_r = m_K + m_B$, и подставляя в формулу (11.2), имеем

$$K_r = -(m_K + m_B) R \omega^2 = -m_K R \omega^2 - m_B R \omega^2 = K_{rK} + K_{rB},$$

где $K_{гк} = -m_k R \omega^2$ — центробежная сила инерции вращающейся неуравновешенной массы кривошипа, нагружающая лишь коренные подшипники кривошипа; $K_{гш} = -m_b R \omega^2$ — центробежная сила инерции вращающейся части массы шатуна, нагружающая и шатунные и коренные подшипники кривошипа.

11.5. СУММАРНЫЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В К.Ш.М.

Динамические нагрузки на элементы к.ш.м. обуславливаются совместным действием сил давления газов на поршень и сил инерции движущихся масс. Поэтому динамический расчет двигателя на расчетном режиме его работы производится исходя из действия суммарных сил. Исходной при этом является суммарная сила P , действующая на поршневой палец вдоль оси цилиндра, которая представляет алгебраическую сумму сил P_r и P_j :

$$P = P_r + P_j.$$

Построение графика изменения суммарной силы P по углу поворота кривошипа можно производить графическим суммированием соответствующих ординат графиков сил $P_r = f(\alpha)$ и $P_j = f(\alpha)$, как это представлено на рис. 11.1.

Суммарная сила P , действующая вдоль оси цилиндра (рис. 11.3), может быть разложена на две составляющие: по направлению, перпендикулярному к оси цилиндра (боковая сила N), и по направлению продольной оси шатуна (сила по шатуну S). Выражения для сил N и S записываются исходя из схемы, показанной на рис. 11.3:

$$N = P \operatorname{tg} \beta;$$

$$S = \frac{P}{\cos \beta}.$$

Перенеся силу S вдоль продольной оси шатуна в центр шатунной шейки и разложив ее на две составляющие: по направлению продольной оси кривошипа (нормальная сила K) и перпендикулярно к ней (тангенциальная сила T), имеем:

$$K = S \cos(\alpha + \beta) = P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta};$$

$$T = S \sin(\alpha + \beta) = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

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.

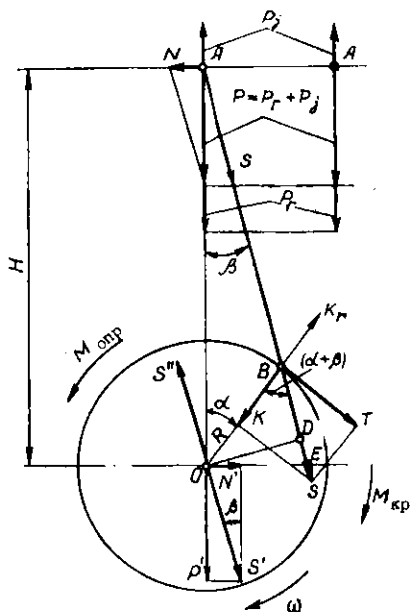


Рис. 11.3. Суммарные силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Крутящий момент от одного цилиндра двигателя

$$M_{кр} = TR - PR \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

или

$$M_{кр} = PR(\sin \alpha + \operatorname{tg} \beta \cos \alpha).$$

Заменяв $\operatorname{tg} \beta$ на $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$, что можно сделать с небольшой погрешностью для малых значений угла β , имеем

$$M_{кр} \approx PR (\sin \alpha + \lambda \sin \alpha \cos \alpha) = PR \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right).$$

Значения тригонометрических функций $\operatorname{tg} \beta$, $\frac{1}{\cos \beta}$, $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ и $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ для различных значений α и λ приведены в табл. 11.2 ... 11.5.

Приложив к центру кривошипа O две взаимно противоположные силы S' и S'' , равные и параллельные силе S , будем иметь пару сил S'' и S , момент которой $S \cdot OD$ равен $M_{кр}$, и свободную силу S' , действующую на коренной подшипник. Силу S' можно разложить на две составляющие: силу $P' = S \cos \beta$ и силу $N' = S \sin \beta = \frac{P}{\cos \beta} \sin \beta = P \operatorname{tg} \beta$. Сила P' по величине равна силе P и сумме сил $(P_r + P_j)$. Первая из двух слагаемых сил уравнивается силой давления газов на головку цилиндра. Вторая сила P_j передается на опоры двигателя.

Силы N' и N составляют пару сил с моментом $M_{опр} = -NH$, стремящимся опрокинуть двигатель. Опрокидывающий момент всегда равен крутящему моменту

Табл. 11.2 Значения $\operatorname{tg} \beta$ для различных значений α и λ

α , град	λ	Знак	$\frac{1}{3,2}$	$\frac{1}{3,4}$	$\frac{1}{3,6}$	$\frac{1}{3,8}$	$\frac{1}{4,0}$	$\frac{1}{4,2}$	Знак	λ	α , 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

Табл. 11.3. Значения $\frac{1}{\cos \beta}$ для различных значений α и λ

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

Табл. 11.4. Значения $\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos \beta}$ для различных значений α и λ

α , град	λ	Знак	$\frac{1}{3,2}$	$\frac{1}{3,4}$	$\frac{1}{3,6}$	$\frac{1}{3,8}$	$\frac{1}{4,0}$	$\frac{1}{4,2}$	Знак	λ	α , град
0	+	0,000	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	0,214	—	350	
20	+	0,443	0,437	0,432	0,427	0,423	0,419	0,419	—	340	
30	+	0,637	0,629	0,622	0,615	0,609	0,604	0,604	—	330	
40	+	0,800	0,790	0,782	0,774	0,768	0,761	0,761	—	320	
50	+	0,924	0,915	0,906	0,898	0,891	0,885	0,885	—	310	
60	+	1,007	0,998	0,990	0,983	0,977	0,971	0,971	—	300	
70	+	1,045	1,038	1,032	1,027	1,022	1,018	1,018	—	290	
80	+	1,041	1,037	1,034	1,031	1,029	1,027	1,027	—	280	
90	+	1,000	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	0,943	—	260	
110	+	0,835	0,841	0,847	0,852	0,857	0,861	0,861	—	250	
120	+	0,725	0,734	0,742	0,749	0,755	0,761	0,761	—	240	
130	+	0,608	0,617	0,626	0,634	0,641	0,647	0,647	—	230	
140	+	0,486	0,495	0,504	0,511	0,518	0,524	0,524	—	220	
150	+	0,363	0,371	0,379	0,385	0,391	0,396	0,396	—	210	
160	+	0,241	0,247	0,252	0,257	0,261	0,265	0,265	—	200	
170	+	0,120	0,123	0,126	0,129	0,131	0,133	0,133	—	190	
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	180	

Табл. 11.5. Значения $\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos \beta}$ для различных значений α и λ

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

двигателя, но противоположен ему по направлению. Действительно, согласно рис. 11.3,

$$M_{\text{опр}} = -NH = -P \operatorname{tg} \beta H = -POE;$$

$$M_{\text{кр}} = SOD = \frac{P}{\cos \beta} OD = POE,$$

следовательно, $M_{\text{кр}} = -M_{\text{опр}}$.

Таким образом, в кривошипно-шатунном механизме и его элементах действуют суммарные силы P, N, S, T, K и моменты $M_{\text{кр}}$ и $M_{\text{опр}}$. Этим силам и моментам в зависимости от направления их действия придается знак $+$ или $-$, как показано на схеме (рис. 11.4) *.

* 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 поршневого пальца, что и сделано при анализе уравновешенности двигателя (глава 12).

Кроме указанных суммарных сил, в элементах к. ш. м. действуют также рассмотренные выше центробежные силы инерции вращающихся масс шатуна и кривошипа.

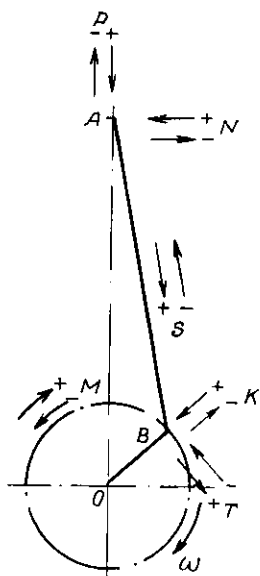
Определив силы N , S , K и T для различных значений угла α , можно построить графики зависимости их от угла поворота вала (рис. 11.5).

График тангенциальной силы одновременно является графиком крутящего момента от одного цилиндра, отличаясь от него лишь масштабом, так как $M_{кр} = TR$, где R — величина постоянная.

Построение графика суммарного крутящего момента для многоцилиндрового двигателя можно осуществить сложением графиков крутящих моментов отдельных цилиндров с учетом смещения их на угловой интервал θ между рабочими ходами в отдельных цилиндрах. Угол θ равен $720/i_{ц}$ для четырехтактных и $360/i_{ц}$ для двухтактных двигателей, где $i_{ц}$ — число цилиндров.

Так как график суммарного момента представляет периодическую функцию угла α с периодом θ , построение его ограничивается участком, соответствующим углу θ . Для этого используется график крутящего момента для одного цилиндра за один цикл. Этот график

Рис. 11.4. Схема знаков суммарных сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме



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 длиной θ .

Такое построение графика $\Sigma M_{кр} = f(\alpha)$ для четырехтактного четырехцилиндрового двигателя приведено на рис. 11.5.

Для определения среднего значения суммарного крутящего момента $(\Sigma M_{кр})_{ср}$ необходимо подсчитать положитель-

тивного) крутящего момента двигателя, так как при построении графика момента не учтены момент трения и момент затрат на приведение в действие вспомогательных механизмов. Действительный крутящий момент двигателя

$$M_e = (\Sigma M_{кр})_{ср} \eta_m,$$

где η_m — механический КПД двигателя.

11.6. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ КРИВОШИПА И ШАТУННЫЙ ПОДШИПНИК

На шатунную шейку кривошипа действуют: тангенциальная сила T , нормальная сила K и центробежная сила $K_{гш}$, возникающая вследствие вращения с постоянной угловой скоростью части массы шатуна, приведенной к кривошипу.

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

$$R_{ш.ш} = \bar{T} + K + K_{гш}. \quad (11.3)$$

Так как $\bar{T} + K = \bar{S}$, то уравнение (11.3) можно записать в виде

$$R_{ш.ш} = S + K_{гш}. \quad (11.4)$$

Геометрическое место конца вектора силы $R_{ш.ш}$ для различных значений угла α представляет полярную диаграмму этой силы, ориентированную относительно продольной оси неподвижного кривошипа, вращение которого заменяется вращением цилиндра в противоположную сторону.

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 α и получая таким образом соответствующие точки конца вектора S . Обозначив эти точки $\alpha_1, \alpha_2 \dots \alpha_n$ и соединив их последовательно непрерывной плавной линией, будем иметь полярную диаграмму силы S с полюсом в точке O (рис. 11.6).

Переместив полюс O диаграммы по вертикали на величину вектора $K_{гш}$ в точку $O_{ш}$, что равносильно сложению по формуле (11.4), так как сила $K_{гш}$ при $\omega =$

$= \text{const}$ постоянна по величине 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 $O_{ш}$. Такая диаграмма и ее развёртка для четырехтактного карбюраторного двигателя показана на рис. 11.7.

Проекция на вертикаль любого вектора полярной диаграммы в соответствующем масштабе представляет числен-

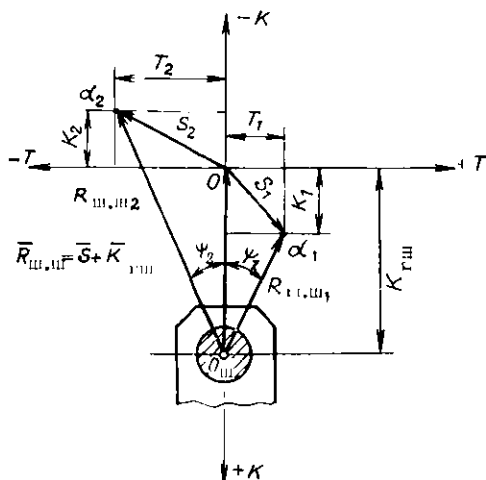


Рис. 11.6. Построение полярной диаграммы результирующих сил, действующих на шатунную шейку кривошипа

ное значение силы $K'_{ш.ш} = K + K_{рш}$, действующей на шатунную шейку и направленной по радиусу кривошипа, а проекция на горизонталь определяет величину тангенциальной силы T .

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

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{T}{K + K_{рш}}.$$

Полярную диаграмму можно перестроить в прямоугольные координаты $R_{ш.ш}$ и α , что позволяет определить сред-

нее значение результирующей силы $(R_{ш.ш})_{ср}$ и, следовательно, среднюю и максимальную удельные нагрузки на шейку (отнесенные к площади ее диаметрального сечения) $d_{ш.ш} l_{ш.ш}$

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

Полярная диаграмма результирующей силы, действующей на шатунную шейку, позволяет определить вели-

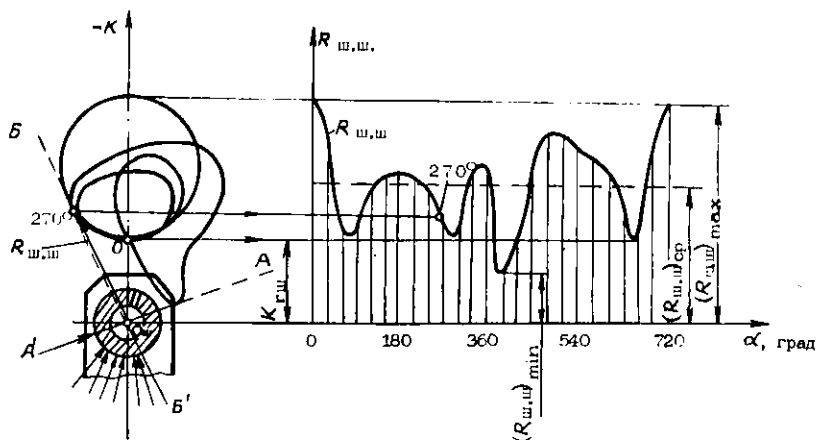


Рис. 11.7. Полярная диаграмма результирующих сил, действующих на шатунную шейку кривошипа и ее перестроение в прямоугольные координаты

чину и направление силы $R_{ш.ш}$, 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 $R_{ш.ш}$ 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 усилиям, 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. 11.8). Произвольным радиусом вычерчи-

вается окружность, изображающая поперечное сечение шатунной шейки, и к ней прикладывают поочередно векторы сил $R_{ш.м.}$, переносимые с полярной диаграммы в сектор $A'O_{ш}B'$, образуемый предельными касательными AA' и BB' к полярной диаграмме, проведенными через полюс $O_{ш.}$. Эти касательные определяют на окружности сечения шейки условные границы точек приложения всех сил $R_{ш. ш.}$. От точки приложения каждого вектора в обе

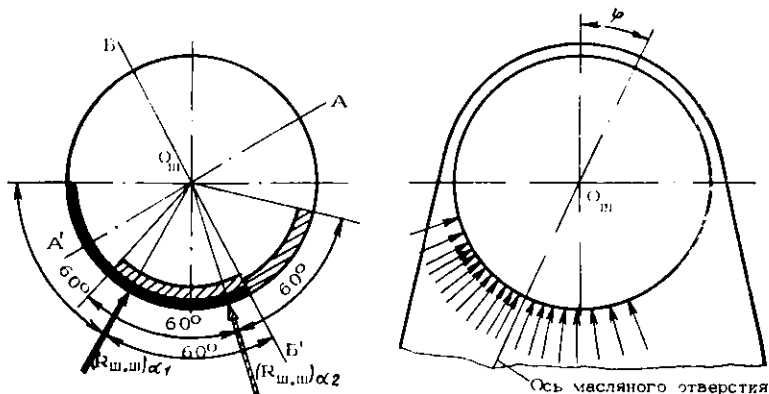


Рис. 11.8. Построение условной диаграммы износа шейки

стороны откладывают дуги по 60° и на их основе проводят внутри круга кольцевые полосы, высота которых пропорциональна величине соответствующей силы $R_{ш. ш.}$. Постепенно наращиваемая суммарная для всех сил $R_{ш. ш.}$ площадь этих полос в итоге представит поле износа шатунной шейки, а внутренняя огибающая кривая этого поля — условную диаграмму износа шейки.

Силы, действующие на шатунный подшипник, для каждого значения угла поворота кривошипа 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 $R_{ш. ш.}$, действующей на шатунную шейку. Поэтому полярную диаграмму сил $R_{ш. ш.}$, 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 $[180^\circ + (\alpha + \beta)]$ в сторону вращения вала.

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

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

В двухрядных двигателях на шатунную шейку вала передаются усилия от двух шатунов. Поэтому для построения полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку необходимо для каждого значения угла α произвести геометрическое сложение четырех одновременно действующих на шейку сил — $T_{ш}$, $K_{ш}$, $T_{п}$, $K_{п}$ (величиной смещения шатунов вдоль оси шатунной шейки пренебрегают).

11.7. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОРЕННУЮ ШЕЙКУ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА И КОРЕННОЙ ПОДШИПНИК

Силы, действующие на коренную шейку полноопорного коленчатого вала, определяются силами, которые действуют на примыкающие к ней кривошипы. На каждый кривошип вала действуют силы, приложенные к шатунной шейке ($\vec{T}$ и $\vec{K}' = \vec{K} + \vec{K}_{гш}$), а также сила инерции вращающейся массы кривошипа, приведенной к радиусу ($K_{гш} = m_{гш} R \omega^2$).

Пусть на правый от рассматриваемой коренной шейки кривошип (рис. 11.9) действуют: тангенциальная сила $T_{п}$, суммарная нормальная сила $K'_{п}$ и центробежная сила инерции кривошипа $K_{гш}$, направленная вдоль радиуса кривошипа. От правого кривошипа на коренную шейку будут передаваться силы реакций, величины которых пропорциональны силам $T_{п}$, $K'_{п}$, $K_{гш}$ и равны: $T''_{п} = T_{п} \frac{l_2}{L}$ — действует в плоскости, перпендикулярной плоскости правого

кривошипа; $K_n'' = (K_n' + K_{rk}) \frac{l_2}{L}$ — действует в плоскости правого кривошипа.

Обычно в расчетах принимают $l_1 = l_2 = \frac{L}{2}$. В этом случае:

$$T_n'' = \frac{T_n}{2}; \quad K_n'' = \frac{K_n' + K_{rk}}{2}.$$

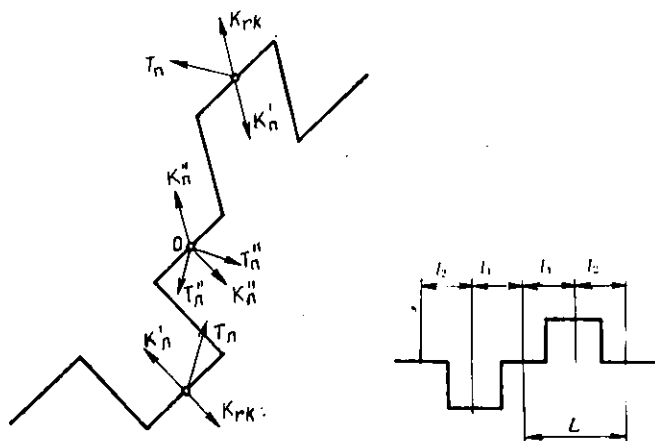


Рис. 11.9. Силы, действующие на коренную шейку полноопорного коленчатого вала

Так как силы T_n'' и K_n'' взаимно перпендикулярны, то их результирующая, действующая на коренную шейку, определяется по формуле

$$R_{к.ш.п} = \sqrt{(T_n'')^2 + (K_n'')^2}.$$

Силы реакции рассматриваемой коренной шейки от сил, действующих на левый кривошип:

$$T_n'' = T_n \frac{l_2}{L}; \quad K_n'' = (K_n' + K_{rk}) \frac{l_2}{L}$$

или при симметричном колене:

$$T_n'' = \frac{T_n}{2}; \quad K_n'' = \frac{K_n' + K_{rk}}{2}.$$

Результирующая реакция от сил левого кривошипа

$$R_{\text{к.ш.л}} = \sqrt{(T_{\text{л}}^*)^2 + (K_{\text{л}}^*)^2}.$$

Следует помнить, что если силы T и K' для одного кривошипа могут быть взяты непосредственно из полярной диаграммы сил, действующих на его шатунную шейку, то для другого кривошипа они выбираются из той же диаграммы с учетом углового смещения работы цилиндров, приходящихся на рассматриваемые кривошипы.

Результирующая сила $\bar{R}_{\text{к.ш.}}$, действующая на коренную шейку от правого и левого колен одновременно, определяется как векторная сумма составляющих от левого и правого кривошипов:

$$\bar{R}_{\text{к.ш}} = \bar{R}_{\text{к.ш.п}} + \bar{R}_{\text{к.ш.л}}.$$

В динамическом расчете двигателя результирующую силу $R_{\text{к.ш}}$ для каждого значения угла α можно найти графически, построением полярной диаграммы сил на коренную шейку. Для этого используются полярные диаграммы нагрузок на примыкающие шатунные шейки, каждая из которых ориентирована относительно своего кривошипа. Полюс $O_{\text{ш}}$ каждой диаграммы перемещается в направлении радиуса кривошипа к оси коренной шейки на величину $K_{\text{гк}}$. После совмещения новых полюсов диаграмм в одной точке $O_{\text{к}}$ производится геометрическое сложение попарно векторов одной и другой диаграмм, одновременно действующих на коренную шейку в соответствии с порядком работы цилиндров. Каждый из полученных таким образом результирующих векторов представляет удвоенную силу $R_{\text{к.ш.}}$, приложенную к коренной шейке при данном угле поворота вала. Концы таких векторов соединяются последовательно плавной кривой, которая представляет полярную диаграмму нагрузки на коренную шейку с полюсом в точке $O_{\text{к}}$. Масштаб сил $R_{\text{к.ш}}$ в этой диаграмме будет в два раза больше масштаба сил $R_{\text{ш.ш.}}$. Графическое построение полярной диаграммы сил $\bar{R}_{\text{к.ш}}$ для шестицилиндрового рядного четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1—4—2—6—3—5 показано на рис. 11.10.

Полярная диаграмма позволяет определить величину и направление силы $R_{\text{к.ш}}$ для различных углов поворо-

та коленчатого вала, а также точку приложения этой силы на поверхности коренной шейки.

Перестроив полярную диаграмму в прямоугольные координаты $R_{к.ш}$ и α , можно определить среднее за цикл значение $(R_{к.ш})_{ср}$, а следовательно, и среднюю удельную нагрузку на коренную шейку, отнесенную к единице площади диаметрального сечения ее, как это делалось для шатунной шейки.

$$q_{ср} = \frac{(R_{к.ш})_{ср}}{d_{к.ш} l_{к.ш}},$$

где $d_{к.ш}$ и $l_{к.ш}$ — диаметр и длина коренной шейки.

Условная диаграмма износа коренной шейки строится с помощью полярной диаграммы аналогично построению диаграммы износа шатунной шейки.

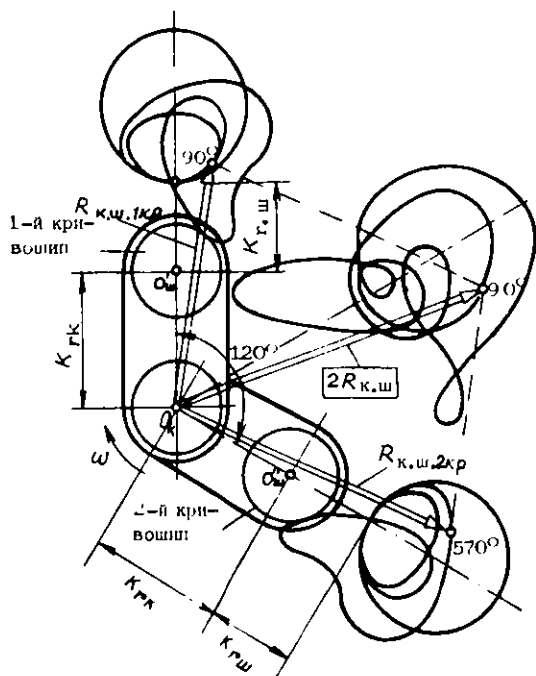


Рис. 11.10. Графический метод построения полярной диаграммы результирующих сил, действующих на коренную шейку коленчатого вала

Силы, действующие на коренной подшипник, для каждого значения угла поворота вала равны по величине и противоположны по направлению силам, действующим на коренную шейку. При этом база коренного подшипника не имеет относительного смещения. Поэтому полярную диаграмму результирующих сил, действующих на коренной подшипник, можно получить поворотом на угол 180° вокруг полюса полярной диаграммы сил $R_{к. ш.}$, действующих на коренную шейку.

Глава 12. АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ И МЕТОДЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В поршневых двигателях внутреннего сгорания наряду с силами от давления газов в цилиндрах действуют силы инерции движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма. Силы инерции и моменты от них переменны по величине и направлению. Их величина зависит от массы и ускорений движущихся элементов кривошипно-шатунного механизма и для современных быстроходных автотракторных двигателей может достигать значений, соизмеримых со значениями газовых сил. В отличие от сил давления газов, нагружающих детали кривошипно-шатунного механизма, но не передающихся непосредственно на опоры двигателя (передающихся на опоры лишь как реакция от снимаемого с вала неравномерного крутящего момента), силы инерции движущихся масс и моменты от них могут непосредственно передаваться на опоры и вызывать колебания двигателя на подвеске и циклические напряжения в раме автомобиля (трактора). Эти напряжения могут достичь опасных величин при совпадении частот изменения сил инерции или их моментов и частот свободных колебаний подмоторной рамы.

При неблагоприятном выборе конструктивной схемы многоцилиндрового поршневого двигателя силы инер-

ции и их моменты, передаваемые на опоры, могут суммироваться и тем самым увеличивать вибрации и напряжения в подмоторной раме. Опасные значения сил инерции и моментов от них можно уменьшить или полностью уравновесить либо путем дополнительной системы противовесов, вращательное движение которых координируется с движением коленчатого вала, либо путем изменения конструктивной схемы двигателя.

Двигатель считается *уравновешенным* полностью, если при установившемся скоростном режиме его работы силы и моменты, передаваемые на опоры, постоянны и по величине, и по направлению. Если хотя бы одна сила (или момент) переменна или по величине, или по направлению, двигатель будет *неуравновешенным*.

В общем случае на опоры многоцилиндрового поршневого двигателя могут передаваться следующие силы и моменты:

а) силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма первого порядка P_{jI} и второго порядка P_{jII} ;

б) центробежные силы инерции вращающихся неуравновешенных масс кривошипно-шатунного механизма K_r ;

в) продольные моменты инерции M_{jI} и M_{jII} , образованные соответственно силами инерции P_{jI} и P_{jII} ;

г) продольный центробежный момент инерции M_r , образованный центробежными силами инерции K_r ;

д) неравномерный крутящий момент двигателя, равный и противоположно направленный опрокидывающему моменту $M_{кр} = -M_{опр}$;

е) переменные по величине реактивные силы и моменты от неравномерно движущихся в двигателе жидкостей и газов, а также реакции от силы тяги лопастных вентиляторов. Эти силы не рассматриваются вследствие их малости.

Поскольку неравномерность крутящего момента поршневого двигателя невозможно полностью устранить из-за конечного числа цилиндров и конструктивных ограничений размеров маховика, при анализе уравновешенности автотракторных двигателей рассматривается их уравновешенность лишь от сил инерции и их моментов. Такая уравновешенность описывается следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma P_{II} &= 0; \quad \Sigma P_{III} = 0; \quad \Sigma K_r = 0; \\ \Sigma M_{II} &= 0; \quad \Sigma M_{III} = 0; \quad \Sigma M_r = 0. \end{aligned} \right\} \quad (12.1)$$

Для большинства известных конструктивных схем поршневых двигателей условие (12.1) невыполнимо полностью без дополнительных устройств. Задача конструктора заключается в том, чтобы выявить, какое из шести записанных условий системы (12.1) не выполняется, и найти способ его выполнения. В этом и заключается анализ уравновешенности выбранной схемы двигателя и его уравновешивание.

Уравновешенность поршневого двигателя, т. е. выполнение условий (12.1), зависит от числа цилиндров и схемы их расположения (рядные или V-образные), а также от схемы коленчатого вала, т. е. от взаимного расположения кривошипов на нем.

Рассмотрим вывод общих формул для анализа уравновешенности любых схем двух- и однорядных поршневых одновальных двигателей. Анализ уравновешенности автомобильных и тракторных двигателей по этим формулам сводится к обычному инженерному расчету, который может быть выполнен с помощью ЭВМ. Из общих формул выделяются частные варианты их, применимые для анализа уравновешенности отдельных групп конструктивных схем двигателей.

При анализе уравновешенности многоцилиндровых двигателей принято считать, что движущиеся массы одноименных деталей кривошипно-шатунного механизма для всех цилиндров двигателя одинаковы.

12.2. ИСХОДНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ И ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Аналитические выражения для определения сил инерции движущихся масс центрального кривошипно-шатунного механизма, записанные для произвольного (i -го) цилиндра, имеют вид (рис. 12.1):

$$P_{II} = m_j R \omega^2 \cos \alpha_i; \quad (12.2)$$

$$P_{III} = m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha_i; \quad (12.3)$$

$$K_{r1} = m_r R \omega^2, \quad (12.4)$$

где P_{ji} , P_{jii} — силы инерции соответственно первого и второго порядков i -го цилиндра; m_j — масса к.ш.м., совершающая возвратно-поступательное движение; R — радиус кривошипа; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала; α_i — угол поворота кривошипа i -го цилиндра, отсчитываемый от положения, при котором его поршень находится в в.м.т.; λ — безразмерный параметр к.ш.м. (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна); K_{ri} — центробежная сила инерции вращающихся масс i -го кривошипно-шатунного механизма; m_r — масса к.ш.м., совершающая вращательное движение.

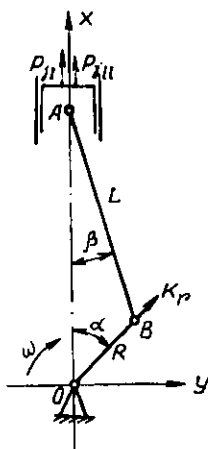


Рис. 12.1. Схема центрального кривошипно-шатунного механизма

12.3. ОБЩИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Аналитический метод исследования уравновешенности многоцилиндровых поршневых двигателей основывается на принципах теоретической механики и заключается в получении общих выражений для определения главных векторов сил инерции и главных моментов этих сил. Эти выражения записываются отдельно для сил инерции каждого порядка и их моментов, так как силы инерции и их моменты разных порядков взаимно не уравновешиваются вследствие разных периодов изменения их. Двигатель будет уравновешен от сил инерции лишь в том случае, если и главные векторы всех сил инерции, и главные моменты их будут равны нулю.

Выведем общие зависимости для анализа уравновешенности на примере многоцилиндрового V-образного двигателя с произвольным углом развала рядов. На рис. 12.2 показаны лишь три цилиндра такого двигателя: два цилиндра левого ряда и один — правого. Передний цилиндр левого ряда условимся называть первым. Угол поворота кривошипа этого цилиндра относительно оси OX обозначим α . Расположение на коленчатом валу

кривошипов других цилиндров относительно кривошипа первого цилиндра будет определяться углом δ с индексом, показывающим его порядковый номер. Угол δ_i расположения i -го кривошипа относительно первого отсчитывается в направлении вращения коленчатого вала двигателя.

В V-образных двигателях на одном кривошипе устанавливаются по два шатуна, работающих на два смежных, расположенные в разных рядах цилиндры. В этом случае число кривошипов будет в два раза меньше числа цилиндров. Порядковые номера цилиндров назначаются последовательно в каждом ряду, начиная с переднего цилиндра левого ряда. Обозначим произвольные цилиндры левого и правого рядов, шатуны которых уста-

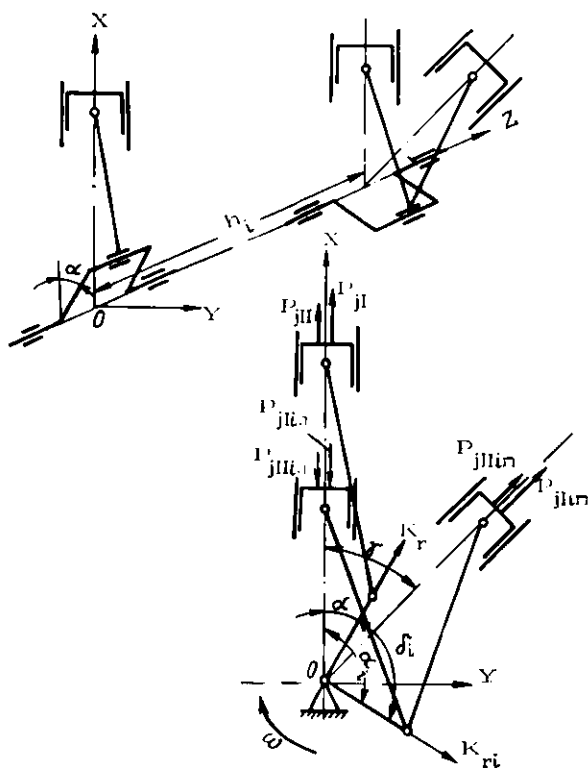


Рис. 12.2. Общая конструктивная схема V-образного поршневого двигателя

новлены на одном кривошипе, соответственно через i_{π} и $i_{\pi'}$.

Выберем прямоугольную правую систему координат $OXYZ$, совместив ее начало с точкой пересечения осей коленчатого вала и переднего цилиндра левого ряда. Ось OX направим по оси цилиндра от коленчатого вала к поршню, ось OZ — по оси коленчатого вала в направлении вектора угловой скорости вращения его. Ось OY при этом в соответствии с выбранной системой координат будет перпендикулярна осям коленчатого вала и переднего цилиндра левого ряда. В принятой системе координат и при выбранном отсчете угла α исходные аналитические выражения для вычисления сил инерции (12.2); (12.3); (12.4) оказываются со знаком плюс.

На рис. 12.2 силы инерции первого и второго порядков всех цилиндров условно показаны направленными от оси коленчатого вала (в предположении малости углов поворота их кривошипов α_i). Центробежные силы инерции K_r всегда направлены по радиусу кривошипа в направлении от оси коленчатого вала.

При определении величин сил инерции для различных цилиндров по выражениям (12.2) и (12.3) необходимо знать величины углов α_i , которые находятся по следующим формулам:

для цилиндров левого ряда

$$\alpha_{i\pi} = \alpha + \delta_i; \quad (12.5)$$

для цилиндров правого ряда

$$\alpha_{i\pi'} = \alpha + \delta_i - \gamma, \quad (12.6)$$

где γ — угол между осями цилиндров левого и правого рядов (угол развала).

Для определения результирующих сил инерции первого и второго порядков находятся алгебраические суммы проекций всех составляющих сил на оси прямоугольных координат.

Проекции силы инерции первого порядка i -го цилиндра левого ряда на оси координат равны:

$$\left. \begin{aligned} P_{i\pi\pi(x)} &= P_{i\pi\pi}; \\ P_{i\pi\pi(y)} &= 0; \\ P_{i\pi\pi(z)} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (12.7)$$

Проекция силы инерции первого порядка i -го цилиндра правого ряда на оси координат равны:

$$\left. \begin{aligned} P_{jlin(x)} &= P_{jlin} \cos \gamma; \\ P_{jlin(y)} &= P_{jlin} \sin \gamma; \\ P_{jlin(z)} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (12.8)$$

После подстановки в системы (12.7) и (12.8) значений сил инерции с учетом (12.2), (12.5) и (12.6) получаем:

$$P_{jlin(x)} = m_j R \omega^2 \cos(\alpha + \delta_i); \quad (12.9)$$

$$P_{jlin(y)} = m_j R \omega^2 \cos(\alpha + \delta_i - \gamma) \cos \gamma; \quad (12.10)$$

$$P_{jlin(z)} = m_j R \omega^2 \cos(\alpha + \delta_i - \gamma) \sin \gamma. \quad (12.11)$$

Сумма проекций на ось OX сил инерции первого порядка от всех n_l цилиндров левого ряда равна

$$\sum_{i=1}^{n_l} P_{jlin(x)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_l} \cos(\alpha + \delta_i). \quad (12.12)$$

Сумма проекций на ось OX сил инерции первого порядка от всех n_p цилиндров правого ряда

$$\sum_{i=1}^{n_p} P_{jlin(x)} = m_j R \omega^2 \cos \gamma \sum_{i=1}^{n_p} \cos(\alpha + \delta_i - \gamma). \quad (12.13)$$

Проекция на ось OX результирующей силы инерции первого порядка равна алгебраической сумме проекций на эту же ось сил инерции первого порядка от всех цилиндров левого и правого рядов

$$\begin{aligned} \Sigma P_{jlin(x)} &= \sum_{i=1}^{n_l} P_{jlin(x)} + \sum_{i=1}^{n_p} P_{jlin(x)} = \\ &= m_j R \omega^2 \left[\sum_{i=1}^{n_l} \cos(\alpha + \delta_i) + \cos \gamma \sum_{i=1}^{n_p} \cos(\alpha + \delta_i - \gamma) \right]. \end{aligned} \quad (12.14)$$

Аналогично проекция на ось OY результирующей силы инерции первого порядка, равная сумме проекций на эту ось составляющих сил только от n_p цилиндров правого ряда,

$$\Sigma P_{jI(y)} = \sum_{i=1}^{n_p} P_{jIi n(y)} = m_j R \omega^2 \sin \gamma \sum_{i=1}^{n_p} \cos(\alpha + \delta_i - \gamma). \quad (12.15)$$

Из (12.7) и (12.8) видно, что

$$\Sigma P_{jI(z)} = 0.$$

Результирующая сила инерции первого порядка, являющаяся главным вектором этих сил, равна геометрической сумме составляющих векторов, направленных вдоль координатных осей. В принятой прямоугольной системе координат абсолютная величина (модуль) главного вектора сил инерции первого порядка определяется по формуле

$$\Sigma P_{jI} = \sqrt{[\Sigma P_{jI(x)}]^2 + [\Sigma P_{jI(y)}]^2}. \quad (12.16)$$

Вектор ΣP_{jI} всегда находится в плоскости, параллельной плоскости XOY , поскольку его проекция на ось OZ равна нулю. Расположение его в этой плоскости определяется направляющими косинусами относительно осей OX и OY . Однако удобнее найти сначала косинус острого угла $\varphi_{\text{отн}}$ между линией действия результирующего вектора и осью OX по формуле

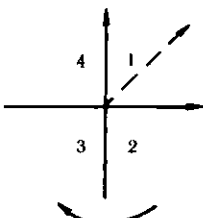
$$\cos \varphi_{\text{отн}} = \frac{|\Sigma P_{jI(x)}|}{\Sigma P_{jI}} \quad (12.17)$$

и квадрант, в котором расположен этот вектор, с помощью знаков его проекций на оси OX и OY . Для принятой ориентации координатной системы (когда ось OZ направлена вдоль оси коленчатого вала от его носка к маховику) квадрант расположения результирующего вектора по знакам его проекций определяется с помощью табл. 12.1.

Затем для найденного квадранта находится абсолютный угол опережения результирующим вектором оси OX (по ходу вращения) по одному из следующих выражений:

1-й квадрант	$\varphi = \varphi_{\text{отн}};$	
2-й квадрант	$\varphi = \pi - \varphi_{\text{отн}};$	(12.18)
3-й квадрант	$\varphi = \pi + \varphi_{\text{отн}};$	
4-й квадрант	$\varphi = 2\pi - \varphi_{\text{отн}}.$	

Табл. 12.1 Знаки проекций на координатные оси векторов, расположенных в разных квадрантах

	Квадрант расположения вектора	Знаки проекций вектора на оси	
		OX	OY
1	1	+	+
2	2	—	+
3	3	—	—
4	4	+	—

Таким же образом, но с учетом (12.3), получаются следующие аналитические выражения для определения величин проекций на координатные оси и самой результирующей силы инерции второго порядка для всего двигателя (т. е. модуля и направления главного вектора сил инерции второго порядка).

Проекция силы инерции второго порядка i -го цилиндра левого ряда на координатные оси:

$$\left. \begin{aligned} P_{jIIl(x)} &= P_{jIIl}; \\ P_{jIIl(y)} &= 0; \\ P_{jIIl(z)} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (12.19)$$

Проекция силы инерции второго порядка i -го цилиндра правого ряда на координатные оси:

$$\left. \begin{aligned} P_{jIIin(x)} &= P_{jIIin} \cos \gamma; \\ P_{jIIin(y)} &= P_{jIIin} \sin \gamma; \\ P_{jIIin(z)} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (12.20)$$

После подстановки в системы (12.19) и (12.20) значений сил инерции с учетом выражений (12.3), (12.5) и (12.6) имеем:

$$P_{jIIl(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(\alpha \mp \delta_i); \quad (12.21)$$

$$P_{jIIin(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(\alpha \mp \delta_i \mp \gamma) \cos \gamma; \quad (12.22)$$

$$P_{jIIin(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \cos 2(\alpha \mp \delta_i \mp \gamma) \sin \gamma. \quad (12.23)$$

Сумма проекций на ось OX сил инерции второго порядка от всех n_{π} цилиндров левого ряда

$$\sum_{i=1}^{n_{\pi}} P_{jII\lambda(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{\pi}} \cos 2(\alpha + \delta_i). \quad (12.24)$$

Сумма проекций на ось OX сил инерции второго порядка от всех n_{π} цилиндров правого ряда

$$\sum_{i=1}^{n_{\pi}} P_{jII\lambda(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \cos \gamma \sum_{i=1}^{n_{\pi}} \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma). \quad (12.25)$$

Проекция на ось OX результирующей силы инерции второго порядка, равная алгебраической сумме проекций на ту же ось сил инерции второго порядка от всех цилиндров левого и правого рядов,

$$\begin{aligned} \Sigma P_{jII(x)} &= \sum_{i=1}^{n_{\pi}} P_{jII\lambda(x)} + \sum_{i=1}^{n_{\pi}} P_{jII\lambda(x)} = \\ &= m_j R \omega^2 \lambda \left[\sum_{i=1}^{n_{\pi}} \cos 2(\alpha + \delta_i) + \cos \gamma \sum_{i=1}^{n_{\pi}} \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma) \right]. \end{aligned} \quad (12.26)$$

Проекция на ось OY результирующей силы инерции второго порядка, равная сумме проекций на эту ось составляющих сил только от n_{π} цилиндров правого ряда,

$$\Sigma P_{jII(y)} = \sum_{i=1}^{n_{\pi}} P_{jII\lambda(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \sin \gamma \sum_{i=1}^{n_{\pi}} \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma). \quad (12.27)$$

Величина результирующей силы инерции второго порядка для всего двигателя, т. е. модуль главного вектора этих сил, определяется по формуле

$$\Sigma P_{jII} = \sqrt{[\Sigma P_{jII(x)}]^2 + [\Sigma P_{jII(y)}]^2}. \quad (12.28)$$

Острый угол между линией действия вектора ΣP_{jII} и осью OX находится по формуле

$$\cos \varphi_{II\sigma\pi} = \frac{|\Sigma P_{jII(x)}|}{\Sigma P_{jII}}. \quad (12.29)$$

Квадрант, в котором действует вектор результирующей силы инерции второго порядка, определяется по знакам его проекций на координатные оси с помощью табл. 12.1, а абсолютный угол φ_{II} опережения этим вектором оси OX (по ходу вращения) — с помощью выражений (12.18).

Для определения результирующей центробежной силы инерции находятся проекции силы инерции вращающихся масс i -го кривошипа на оси координат (рис. 12.2):

$$\left. \begin{aligned} K_{ri(x)} &= K_{ri} \cos(\alpha + \delta_i); \\ K_{ri(y)} &= K_{ri} \sin(\alpha + \delta_i); \\ K_{ri(z)} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (12.30)$$

После подстановки в систему (12.30) значения силы K_{ri} из (12.4) и суммирования по всем кривошипам получаются следующие аналитические выражения проекций на оси OX и OY результирующей центробежной силы двигателя, равные суммам проекций на те же оси центробежных сил от всех кривошипов:

$$\Sigma K_{r(x)} = \sum_{i=1}^{n_{кр}} K_{ri(x)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} \cos(\alpha + \delta_i); \quad (12.31)$$

$$\Sigma K_{r(y)} = \sum_{i=1}^{n_{кр}} K_{ri(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} \sin(\alpha + \delta_i). \quad (12.32)$$

Величина результирующей центробежной силы инерции для всего двигателя (т. е. модуль главного вектора центробежных сил от всех кривошипов) определится как геометрическая сумма ее проекций на координатные оси по формуле

$$\Sigma K_r = \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2}. \quad (12.33)$$

Направление результирующей центробежной силы инерции определяется так же, как и направления результирующих сил инерции первого и второго порядков, т. е. находится острый угол между линией действия вектора $\Sigma \vec{K}_r$ и осью OX по формуле

$$\cos \varphi_{\text{отн}} = \frac{|\Sigma K_{r(x)}|}{\Sigma K_r}. \quad (12.34)$$

и квадрант действия вектора по знакам его проекций на координатные оси с помощью табл. 12.1. Затем с помощью выражений (12.18) определяется абсолютное значение угла опережения вектором ΣK_r оси OX .

После нахождения результирующих сил инерции определяются моменты от этих сил. Модули векторов результирующих моментов от сил инерции можно найти, если определены проекции их на координатные оси.

Моменты сил инерции первого порядка i -х цилиндров левого и правого рядов относительно осей координат равны:

$$\left. \begin{aligned} M_{Jl(i)} &= -P_{Jl(i)(y)} h_{in}; \\ M_{Jl(i)(y)} &= P_{Jl(i)(x)} h_{in} + P_{Jl(i)(z)} h_{in}; \\ M_{Jl(i)(z)} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (12.35)$$

где h_i — расстояние от начала координат вдоль оси коленчатого вала (оси OZ) до осей соответствующих цилиндров (рис. 12.2).

После подстановки в систему (12.35) значений проекций сил из выражений (12.9)...(12.11) получим:

$$M_{Jl(i)(x)} = -m_j R \omega^2 h_{in} \cos(\alpha + \delta_i - \gamma) \sin \gamma; \quad (12.36)$$

$$\begin{aligned} M_{Jl(i)(y)} = m_j R \omega^2 [h_{in} \cos(\alpha + \delta_i) + h_{in} \cos(\alpha + \\ + \delta_i - \gamma) \cos \gamma]. \end{aligned} \quad (12.37)$$

Просуммировав выражение (12.36) для всех n_{II} цилиндров правого ряда, можно получить следующее выражение для суммарного момента всех сил инерции первого порядка относительно оси OX , представляющего собой проекцию на эту ось вектора результирующего (главного) момента сил инерции первого порядка для всего двигателя:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{Jl(i)(x)} = \sum_{i=1}^{n_{II}} M_{Jl(i)(x)} = -m_j R \omega^2 \sin \gamma \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{in} \times \\ \times \cos(\alpha + \delta_i - \gamma). \end{aligned} \quad (12.38)$$

Выполнив суммирование выражения (12.37) для всех $(n_L + n_{II})$ цилиндров (первое слагаемое суммируется для всех n_L цилиндров левого ряда, а второе — для всех n_{II} цилиндров правого ряда), можно получить выражение для величины суммарного момента всех сил

инерции первого порядка относительно оси OY , представляющего собой проекцию на эту ось вектора результирующего момента сил инерции первого порядка для всего двигателя,

$$\Sigma M_{jI(y)} = \sum_{i=1}^{n_d + n_n} M_{jI(y)} = m_j R \omega^2 \left[\sum_{i=1}^{n_d} h_{i\alpha} \cos(\alpha + \delta_i) + \right. \\ \left. + \cos \gamma \sum_{i=1}^{n_n} h_{i\alpha} \cos(\alpha + \delta_i - \gamma) \right]. \quad (12.39)$$

Величина результирующего момента сил инерции первого порядка (т. е. модуль вектора главного момента этих сил) определится как геометрическая сумма его проекций на координатные оси по формуле

$$\Sigma M_{jI} = \sqrt{[\Sigma M_{jI(x)}]^2 + [\Sigma M_{jI(y)}]^2}. \quad (12.40)$$

Вектор результирующего момента всегда находится в плоскости XOY (точнее, в плоскости, ей параллельной), поскольку его проекция на ось OZ равна нулю. Расположение вектора результирующего момента в этой плоскости относительно оси OX может быть определено по аналогии с нахождением направления вектора результирующей силы инерции, т. е. путем вычисления острого угла между линией действия вектора и осью OX и определения квадранта нахождения вектора по знакам его проекций на координатные оси (с помощью табл. 12.1). Острый угол между линией действия вектора результирующего момента и осью OX определяется по формуле

$$\cos \psi_{\text{отн}} = \frac{|\Sigma M_{jI(x)}|}{\Sigma M_{jI}}. \quad (12.41)$$

Зная величину острого угла $\psi_{\text{отн}}$ и квадрант расположения, можно вычислить абсолютный угол опережения оси OX (по ходу вращения) вектором результирующего момента по одному из выражений:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{1-й квадрант} & \psi = \psi_{\text{отн}} \\ \text{2-й квадрант} & \psi = \pi - \psi_{\text{отн}} \\ \text{3-й квадрант} & \psi = \pi + \psi_{\text{отн}} \\ \text{4-й квадрант} & \psi = 2\pi - \psi_{\text{отн}} \end{array} \right\} \quad (12.42)$$

Плоскость действия результирующего момента, проходящая через ось OZ , располагается относительно плоскости XOY (т. е. относительно плоскости осей цилиндров левого ряда) под углом $(\psi \pm \pi/2)$, так как вектор момента всегда перпендикулярен плоскости его действия.

Результирующий момент сил инерции второго порядка (величина, направление и плоскость его действия) находится аналогичным образом, начиная с записи моментов сил инерции второго порядка i -х цилиндров левого и правого рядов относительно осей координат.

$$\left. \begin{aligned} M_{jIII(x)} &= -P_{jIII(y)} h_{in}; \\ M_{jIII(y)} &= P_{jIII(x)} h_{in} + P_{jIII(z)} h_{in}; \\ M_{jIII(z)} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (12.43)$$

После подстановки в (12.43) значений из выражений (12.21), (12.22) и (12.23) получаем:

$$M_{jIII(x)} = -m_j R \omega^2 \lambda h_{in} \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma) \sin \gamma; \quad (12.44)$$

$$\begin{aligned} M_{jIII(y)} &= m_j R \omega^2 \lambda [h_{in} \cos 2(\alpha + \delta_i) + \\ &+ \cos \gamma h_{in} \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma)]. \end{aligned} \quad (12.45)$$

После суммирования для всех цилиндров двигателя имеем:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{jIII(x)} &= \sum_{i=1}^{n_{II}} M_{jIII(x)} = -m_j R \omega^2 \lambda \sin \gamma \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{in} \times \\ &\times \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma); \end{aligned} \quad (12.46)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{jIII(y)} &= \sum_{i=1}^{n_{II} + n_{III}} M_{jIII(y)} = \\ &= m_j R \omega^2 \lambda \left[\sum_{i=1}^{n_{II}} h_{in} \cos 2(\alpha + \delta_i) + \right. \\ &\left. + \cos \gamma \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{in} \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma) \right]. \end{aligned} \quad (12.47)$$

Величина результирующего момента сил инерции второго порядка (т. е. модуль вектора главного момен-

та этих сил для всего двигателя) определяется как геометрическая сумма его проекций на координатные оси по формуле

$$\Sigma M_{III} = \sqrt{[\Sigma M_{III(x)}]^2 + [\Sigma M_{III(y)}]^2}. \quad (12.48)$$

Острый угол в плоскости XOY между линией действия вектора результирующего момента и осью OX определяется по формуле

$$\cos \psi_{\text{отн}} = \frac{|\Sigma M_{III(x)}|}{\Sigma M_{III}}. \quad (12.49)$$

Квадрант расположения вектора находится по знакам его проекций на координатные оси с помощью табл. 12.1.

Абсолютный угол опережения оси OX вектором результирующего момента в зависимости от квадранта расположения его вычисляется по одному из выражений (12.42), а расположение плоскости действия момента, проходящей через ось OZ , находится как перпендикулярное к вектору.

Для определения результирующего момента центробежных сил инерции записываются следующие выражения моментов сил инерции вращающихся масс i -го кривошипа относительно координатных осей:

$$\left. \begin{aligned} M_{ri(x)} &= -K_{ri(y)} h_i; \\ M_{ri(y)} &= K_{ri(x)} h_i; \\ M_{ri(z)} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (12.50)$$

где h_i — расстояние от начала координат вдоль оси коленчатого вала (оси OZ) до центров соответствующих кривошипов.

Подставив в систему (12.50) значения проекций центробежных сил из выражений (12.30) и (12.4), можно получить:

$$M_{ri(x)} = -m_i R \omega^2 h_i \sin(\alpha + \delta_i); \quad (12.51)$$

$$M_{ri(y)} = m_i R \omega^2 h_i \cos(\alpha + \delta_i). \quad (12.52)$$

После суммирования выражений (12.51) и (12.52) для всех кривошипов получаются соответственно величины суммарных моментов всех центробежных сил относительно координатных осей OX и OY , представляющие

собой проекции на эти оси вектора результирующего момента центробежных сил инерции для всего двигателя, а именно:

$$\Sigma M_{r(x)} = \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} M_{ri(x)} = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \sin(\alpha + \delta_i), \quad (12.53)$$

$$\Sigma M_{r(y)} = \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} M_{ri(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \cos(\alpha + \delta_i). \quad (12.54)$$

Величина результирующего момента центробежных сил инерции (т. е. модуль вектора главного момента этих сил для всего двигателя) определяется как геометрическая сумма его проекций на координатные оси по формуле

$$\Sigma M_r = \sqrt{[M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2}. \quad (12.55)$$

Как и для моментов сил инерции первого и второго порядков, острый угол в плоскости XOY между линией действия вектора результирующего момента центробежных сил и осью OX находится по формуле

$$\cos \psi_{\text{роти}} = \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r}, \quad (12.56)$$

а квадрант расположения вектора определяется по знакам его проекций на координатные оси (по табл. 12.1). С помощью выражений (12.42) можно вычислить абсолютный угол опережения вектором результирующего момента оси OX и тем самым определить расположение плоскости действия момента относительно плоскости XOZ как перпендикулярное к вектору.

Проводя анализ уравновешенности поршневых двигателей по изложенной методике, следует помнить, что главный вектор (результирующая) какой-либо системы сил не зависит, а главный (результирующий) момент той же системы сил зависит от выбора точки приведения, т. е. от выбора начала координат. В связи с этим наличие не равных нулю результирующих моментов каких-либо сил инерции при не равных нулю результирующих силах инерции еще не говорит о неуравновешенности моментов. Если результирующая сила инерции рав-

на нулю, а результирующий момент тех же сил не равен нулю, то рассматриваемая система сил приводится к паре (моменту). Если же и результирующая сила, и результирующий момент системы сил инерции не равны нулю, то необходимо проверить, не приводится ли рассматриваемая система сил к только равнодействующей. Условием приведения системы сил к равнодействующей является

$$\Sigma P_{(x)} \Sigma M_{(x)} + \Sigma P_{(y)} \Sigma M_{(y)} + \Sigma P_{(z)} \Sigma M_{(z)} = 0, \quad (12.57)$$

где $\Sigma P_{(x)}$, $\Sigma P_{(y)}$, $\Sigma P_{(z)}$ — проекции вектора результирующей силы инерции рассматриваемого порядка или типа на соответствующие координатные оси; $\Sigma M_{(x)}$, $\Sigma M_{(y)}$, $\Sigma M_{(z)}$ — проекции вектора результирующего момента тех же сил инерции на оси координат (или суммарные моменты этих сил относительно тех же осей координат). Буквенные обозначения сил и моментов, входящих в уравнение (12.57), записываются со своими индексами, характеризующими порядок (или тип) рассматриваемой системы сил.

Для автомобильных и тракторных поршневых двигателей, в которых всегда имеет место перпендикулярность осей цилиндров к оси коленчатого вала и поэтому $\Sigma P_{(z)} = 0$ и $\Sigma M_{(z)} = 0$, условие (12.57) может быть записано в виде

$$\Sigma P_{(x)} \Sigma M_{(x)} + \Sigma P_{(y)} \Sigma M_{(y)} = 0. \quad (12.58)$$

Итак, выведенные формулы и зависимости для анализа уравновешенности от действия сил инерции движущихся масс и их моментов справедливы для любых конструктивных схем одно- и двухрядных одновальных двигателей с произвольными углами между рядами и кривошипами коленчатого вала. Сущность анализа уравновешенности по изложенной методике заключается в определении величины, направления и плоскости действия сил инерции и их моментов по формулам (12.14)...(12.18), (12.26)...(12.29), (12.31)...(12.34), (12.38)...(12.42), (12.46)...(12.49), (12.53)...(12.56), (12.58) и с помощью табл. 12.1.

12.4. ЧАСТНЫЕ ВАРИАНТЫ АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двухрядные V-образные двигатели с углом между рядами цилиндров $\gamma = \pi/2$. V-образные двигатели с углом развала блоков $\gamma = \pi/2$ получили широкое распро-

странение. Расчетные формулы для определения проекций на координатные оси результирующих сил инерции первого и второго порядков и моментов от них для таких двигателей получаются из выведенных выше соответствующих общих формул путем подстановки в них значения $\gamma = \pi/2$, а именно:

$$\Sigma P_{jI(x)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_1} \cos(\alpha + \delta_i); \quad (12.59)$$

$$\Sigma P_{jI(y)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_1} \sin(\alpha + \delta_i); \quad (12.60)$$

$$\Sigma P_{jII(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_2} \cos 2(\alpha + \delta_i); \quad (12.61)$$

$$\Sigma P_{jII(y)} = -m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_2} \sin 2(\alpha + \delta_i); \quad (12.62)$$

$$\Sigma M_{jI(x)} = -m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_1} h_{i1} \sin(\alpha + \delta_i); \quad (12.63)$$

$$\Sigma M_{jI(y)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_1} h_{i1} \cos(\alpha + \delta_i); \quad (12.64)$$

$$\Sigma M_{jII(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_2} h_{i2} \sin 2(\alpha + \delta_i); \quad (12.65)$$

$$\Sigma M_{jII(y)} = -m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_2} h_{i2} \cos 2(\alpha + \delta_i). \quad (12.66)$$

Формулы для определения проекций векторов результирующих центробежных сил и результирующих моментов от них на координатные оси остаются такими же, как и для общего случая, так как в их правых частях не содержится угол между рядами цилиндров γ . Неизменными остаются и формулы для вычисления самих результирующих сил и моментов по их проекциям,

формулы для определения направления или плоскости действия результирующих сил и моментов, а также уравнение, описывающее условие приведения системы сил к равнодействующей.

Следовательно, анализ уравниваемости V-образных двигателей с углом между рядами цилиндров $\gamma = \pi/2$ может быть выполнен по формулам (12.59), (12.60), (12.16)...(12.18), (12.61), (12.62), (12.28), (12.29), (12.31)...(12.34), (12.63), (12.64), (12.40)...(12.42), (12.65), (12.66), (12.48), (12.49), (12.53)...(12.56), (12.58) и с помощью табл. 12.1.

Двухрядные оппозитные двигатели ($\gamma = \pi$). Принимая во внимание, что в двухрядных оппозитных двигателях угол между рядами цилиндров $\gamma = \pi$, на основании формул (12.14)...(12.18), (12.26)...(12.29), (12.38)...(12.42), (12.46)...(12.49) получают следующие расчетные формулы для определения результирующих сил инерции первого и второго порядков и результирующих моментов этих сил, действующих в плоскости осей цилиндров:

$$\Sigma P_{II} = \Sigma P_{II(x)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{II} + n_{II}} \cos(\alpha + \delta_i); \quad (12.67)$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{III} = \Sigma P_{III(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \times \\ \times \left[\sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i) - \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i) \right]; \quad (12.68) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{II} = \Sigma M_{II(y)} = m_j R \omega^2 \times \\ \times \left[\sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) + \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) \right]; \quad (12.69) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{III} = \Sigma M_{III(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \times \\ \times \left[\sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) - \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) \right]. \quad (12.70) \end{aligned}$$

Расчетные формулы для определения величин и направления (или плоскости действия) результирующих центробежных сил и моментов от них остаются такими

же, как и для общего случая, поскольку они не зависят от угла между рядами цилиндров.

Следовательно, анализ уравновешенности оппозитных двигателей может быть выполнен по формулам (12.67), (12.68), (12.31)...(12.34), (12.18), (12.69), (12.70), (12.53)...(12.56), (12.42), (12.58) и с помощью табл. 12.1.

Однорядные двигатели. В однорядных двигателях силы инерции первого и второго порядков и моменты от них действуют только в плоскости осей цилиндров XOZ , и суммирование составляющих в расчетных формулах выполняется только для одного (левого) ряда. Поэтому, обозначая $n_d = n$; $i_d = i$; $h_{i,d} = h_i$, на основании (12.14)...(12.18), (12.26)...(12.29), (12.38)...(12.42), (12.46)...(12.49) получаем следующие расчетные формулы для определения результирующих сил инерции первого и второго порядков и результирующих моментов этих сил:

$$\Sigma P_{I1} = \Sigma P_{I1(x)} = m_f R \omega^2 \sum_{i=1}^n \cos(\alpha + \delta_i); \quad (12.71)$$

$$\Sigma P_{II} = \Sigma P_{II(x)} = m_f R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n \cos 2(\alpha + \delta_i); \quad (12.72)$$

$$\Sigma M_{I1} = \Sigma M_{I1(y)} = m_f R \omega^2 \sum_{i=1}^n h_i \cos(\alpha + \delta_i); \quad (12.73)$$

$$\Sigma M_{II} = \Sigma M_{II(y)} = m_f R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n h_i \cos 2(\alpha + \delta_i). \quad (12.74)$$

Формулы для определения величины, направления и плоскости действия результирующих центробежных сил и моментов остаются такими же, как и для общего случая.

Следовательно, анализ уравновешенности однорядных двигателей выполняется по формулам (12.71), (12.72), (12.31)...(12.34), (12.18), (12.73), (12.74), (12.53)...(12.56), (12.42), (12.58) и с помощью табл. 12.1.

12.5. АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

12.5.1. Двухцилиндровый однорядный двигатель с кривошипами под углом 180° ($n = n_{\pi} = 2$; $n_{кр} = 2$; $\delta = 180^\circ$; $\gamma = 0$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.3) обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах через 180° при двухтактном цикле.

Анализ уравновешенности этого двигателя может быть выполнен по частной методике для однорядных двигателей.

$$\begin{aligned} \Sigma P_{ji} &= \Sigma P_{ji(x)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^2 \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0; \end{aligned}$$

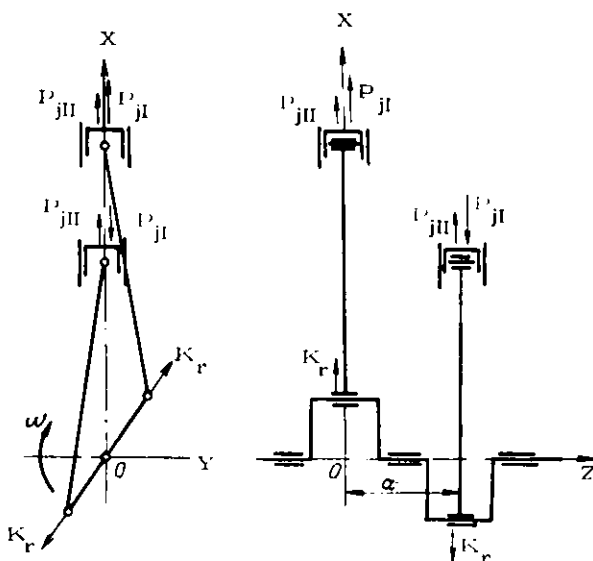


Рис. 12.3. Двухцилиндровый однорядный двигатель с кривошипами под углом 180°

$$\begin{aligned}
\Sigma P_{II} &= \Sigma P_{II(x)} = m_f R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_f R \omega^2 \lambda \times \\
&\times \sum_{i=1}^2 \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_f R \omega^2 \lambda \times \\
&\times [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = 2m_f R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \\
\Sigma K_{r(x)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^2 \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^2 \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [\sin \alpha + \sin(\alpha + 180^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_r &= \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = 0.
\end{aligned}$$

Следовательно, силы инерции первого порядка и центробежные силы в рассматриваемом двигателе взаимно уравновешены, а силы инерции второго порядка приводятся к переменной по величине результирующей силе, действующей в плоскости осей цилиндров.

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{II} &= \Sigma M_{II(y)} = m_f R \omega^2 \sum_{i=1}^n h_i \cos(\alpha + \delta_i) = \\
&= m_f R \omega^2 \sum_{i=1}^2 h_i \cos(\alpha + \delta_i) =
\end{aligned}$$

$$= m_f R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 180^\circ)] = -a m_f R \omega^2 \cos \alpha.$$

Итак, хотя силы инерции первого порядка взаимно уравновешиваются, они создают пару сил, момент которой (переменный по величине) действует в плоскости осей цилиндров.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{III} &= \Sigma M_{III(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n h_i \cos 2(\alpha + \delta_i) = \\ &= m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^2 h_i \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\ &\times [0 \cdot \cos 2\alpha + a \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = am_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha.\end{aligned}$$

Однако

$$\Sigma P_{III(x)} \Sigma M_{III(x)} + \Sigma P_{III(y)} \Sigma M_{III(y)} = 0,$$

так как

$$\Sigma M_{III(x)} = 0; \quad \Sigma P_{III(y)} = 0.$$

Следовательно, система сил инерции второго порядка приводится только к результирующей, величина и направление которой определены.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{r(x)} &= -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^2 h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 [0 \cdot \sin \alpha + \\ &+ a \sin(\alpha + 180^\circ)] = -am_r R \omega^2 \sin \alpha; \\ \Sigma M_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^2 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 180^\circ)] = \\ &= -am_r R \omega^2 \cos \alpha; \\ \Sigma M_r &= \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = am_r R \omega^2.\end{aligned}$$

Величина острого угла между вектором момента и плоскостью осей цилиндров

$$\begin{aligned}\cos \psi_{\text{отн}} &= \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r} = \frac{am_r R \omega^2 \sin \alpha}{am_r R \omega^2} = \\ &= \sin \alpha = \cos(90^\circ - \alpha); \\ \psi_{\text{отн}} &= 90^\circ - \alpha.\end{aligned}$$

По знакам проекций вектора определяется четвертый квадрант его расположения, для которого абсолютный угол расположения вектора относительно плоскости XOZ

$$\Psi_r = 360^\circ - \Psi_{r, \text{отн}} = 360^\circ - (90^\circ - \alpha) = \alpha + 270^\circ.$$

С учетом, что плоскость действия момента перпендикулярна его вектору, угол опережения плоскости осей цилиндров плоскостью действия момента центробежных сил

$$\Psi_{r\pi} = \Psi_r + 90^\circ = (\alpha + 270^\circ) + 90^\circ = \alpha + 360^\circ = \alpha.$$

Следовательно, центробежные силы инерции, уравновешивая друг друга, создают пару сил, постоянный по величине момент которой действует во вращающейся плоскости кривошипов.

Таким образом, в двигателе не уравновешены силы инерции второго порядка, а также моменты от сил инерции первого порядка и от центробежных сил инерции.

12.5.2. Двухцилиндровый двигатель с противоположным расположением цилиндров и общим кривошипом

$$(n_d = n_{\pi} = 1; n_{кр} = 1; \delta = 0; \gamma = 180^\circ)$$

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.4) обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах через 180° при двухтактном рабочем цикле.

Анализ уравновешенности этого двигателя от сил инерции и их моментов производится с использованием частной методики для оппозитных двигателей.

$$\begin{aligned} \Sigma P_{II} = \Sigma P_{II(x)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_d + n_{\pi}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^2 \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \cos \alpha] = 2m_j R \omega^2 \cos \alpha, \end{aligned}$$

т. е. силы инерции первого порядка взаимно не уравновешиваются и приводятся к результирующей, действующей в плоскости осей цилиндров.

$$\Sigma P_{III} = \Sigma P_{III(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \times$$

$$\times \left[\sum_{i=1}^{n_{\Pi}} \cos 2(\alpha + \delta_i) - \sum_{i=1}^{n_{\Pi}} \cos 2(\alpha + \delta_i) \right] =$$

$$= m_f R \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha - \cos 2\alpha] = 0,$$

т. е. силы инерции второго порядка взаимно уравновешиваются.

$$\Sigma K_{r(x)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \cos \alpha;$$

$$\Sigma K_{r(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sin \alpha;$$

$$\Sigma K_r = \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = m_r R \omega^2,$$

здесь $m_r = m_h + 2m_b$.

$$\cos \varphi_{\text{ротн}} = \frac{|\Sigma K_{r(x)}|}{\Sigma K_r} = \cos \alpha; \quad \varphi_{\text{ротн}} = \alpha.$$

По знакам проекций на координатные оси определяется первый квадрант расположения векторов $\Sigma \bar{K}_r$, для которого абсолютный угол опережения им плоскости XOZ

$$\varphi_r = \varphi_{\text{ротн}} = \alpha.$$

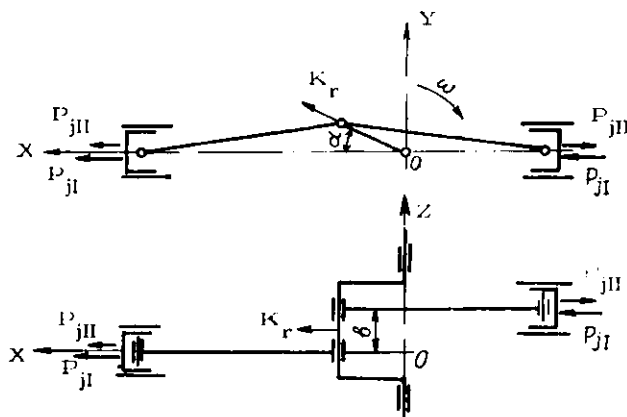


Рис. 12.4. Двухцилиндровый двигатель с противоположным расположением цилиндров и общим кривошипом

Следовательно, центробежные силы инерции от обоих цилиндров суммируются в постоянную по величине результирующую силу, которая действует во вращающейся плоскости кривошипа (направлена по радиусу кривошипа).

$$\begin{aligned}\Sigma M_{II} &= \Sigma M_{II(y)} = m_f R \omega^2 \times \\ &\times \left[\sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) + \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) \right] = \\ &= m_f R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + b \cos \alpha] = b m_f R \omega^2 \cos \alpha,\end{aligned}$$

где b — смещение осей цилиндров вдоль оси OZ . Однако

$$\Sigma P_{II(x)} \Sigma M_{II(x)} + \Sigma P_{II(y)} \Sigma M_{II(y)} = 0,$$

так как

$$\Sigma M_{II(x)} = 0; \quad \Sigma P_{II(y)} = 0.$$

Итак, система сил инерции первого порядка приводится только к результирующей, величина и плоскость действия которой определены.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{III} &= \Sigma M_{III(y)} = m_f R \omega^2 \lambda \times \\ &\times \left[\sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) - \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) \right] = \\ &= m_f R \omega^2 \lambda [0 \cdot \cos 2\alpha - b \cos 2\alpha] = -b m_f R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha.\end{aligned}$$

Следовательно, хотя сами силы инерции второго порядка взаимно уравновешены, они создают пару сил, момент которой (переменный по величине) действует в плоскости осей цилиндров. Направление действия момента в плоскости определяется его знаком.

$$\Sigma M_{r(x)} = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -b m_r R \omega^2 \sin \alpha;$$

$$\Sigma M_{r(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = b m_r R \omega^2 \cos \alpha;$$

$$\Sigma M_r = \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = b m_r R \omega^2.$$

Однако

$$\Sigma K_{r(x)} \Sigma M_{r(x)} + \Sigma K_{r(y)} \Sigma M_{r(y)} = 0,$$

т. е. система центробежных сил инерции приводится только к результирующей, величина и направление которой определены.

12.5.3. Двухцилиндровый двигатель с противоположным расположением цилиндров и кривошипами под углом 180° ($n_L = n_H = 1$; $n_{кр} = 2$; $\delta = 180^\circ$; $\gamma = 180^\circ$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.5) обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах через 360° при четырехтактном рабочем цикле.

Анализ уравновешенности этого двигателя может быть выполнен по тем же формулам, что и для предыдущего двигателя, т. е. по частной методике для оппозитных двигателей.

$$\begin{aligned} \Sigma P_{jl} = \Sigma P_{jl(x)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_L + n_H} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^2 \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0; \end{aligned}$$

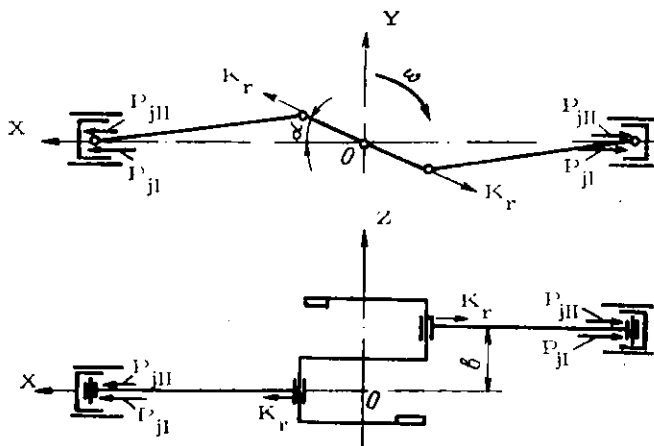


Рис. 12.5. Двухцилиндровый двигатель с противоположным расположением цилиндров, с кривошипами под углом 180°

$$\begin{aligned}
\Sigma P_{II} &= \Sigma P_{II(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \times \\
&\times \left[\sum_{i=1}^{n_I} \cos 2(\alpha + \delta_i) - \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i) \right] = \\
&= m_j R \omega^2 \lambda [\cos 2(\alpha + 180^\circ) - \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_{r(x)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{KP}} \cos(\alpha + \delta_i) - m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^2 \cos(\alpha + \delta_i) = \\
&= m_r R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{KP}} \sin(\alpha + \delta_i) - m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^2 \sin(\alpha + \delta_i) = \\
&= m_r R \omega^2 [\sin \alpha + \sin(\alpha + 180^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_r &= \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = 0,
\end{aligned}$$

т. е. все силы инерции в рассматриваемом двигателе взаимно уравновешены.

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{II} &= \Sigma M_{II(y)} = m_j R \omega^2 \times \\
&\times \left[\sum_{i=1}^{n_I} h_{i,I} \cos(\alpha + \delta_i) + \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{i,II} \cos(\alpha + \delta_i) \right] = \\
&= m_j R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + b \cos(\alpha + 180^\circ)] = -bm_j R \omega^2 \cos \alpha; \\
\Sigma M_{III} &= \Sigma M_{III(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \times \\
&\times \left[\sum_{i=1}^{n_{II}} h_{i,I} \cos 2(\alpha + \delta_i) - \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{i,II} \cos 2(\alpha + \delta_i) \right] = \\
&= m_j R \omega^2 \lambda [0 \cdot \cos 2\alpha - b \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = \\
&= -bm_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha.
\end{aligned}$$

Следовательно, силы инерции первого и второго порядков создают в плоскости осей цилиндров переменные по величине моменты. Направление этих моментов в плоскости действия определяется их знаками.

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{r(x)} &= -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^2 h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\
&\times [0 \cdot \sin \alpha + b \sin(\alpha + 180^\circ)] = -bm_r R \omega^2 \sin \alpha; \\
\Sigma M_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^2 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times [0 \cdot \cos \alpha + b \cos(\alpha + 180^\circ)] = -bm_r R \omega^2 \cos \alpha; \\
\Sigma M_r &= \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = bm_r R \omega^2.
\end{aligned}$$

Острый угол между вектором момента и плоскостью осей цилиндров

$$\begin{aligned}
\cos \psi_{\text{отп}} &= \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r} = \frac{bm_r R \omega^2 \sin \alpha}{bm_r R \omega^2} = \\
&= \sin \alpha = \cos(90^\circ - \alpha); \\
\psi_{\text{отп}} &= 90^\circ - \alpha.
\end{aligned}$$

Четвертый квадрант расположения векторов, найденный по знакам его проекций на координатные оси, позволяет определить абсолютный угол опережения им плоскости XOZ

$$\psi_r = 360^\circ - \psi_{\text{отп}} = 360^\circ - (90^\circ - \alpha) = \alpha + 270^\circ.$$

Следовательно, угол опережения плоскости осей цилиндров плоскостью действия момента

$$\psi_{\text{рп}} = \psi_r + 90^\circ = (\alpha + 270^\circ) + 90^\circ = \alpha + 360^\circ = \alpha.$$

Итак, центробежные силы инерции создают постоянный по величине момент, действующий во вращающейся плоскости кривошипов.

Следует отметить, что все неуравновешенные моменты от сил инерции вызваны смещением осей цилиндров.

В частном случае, когда смещение отсутствует ($b=0$), двигатель будет полностью уравновешен от всех сил инерции и моментов от них.

12.5.4. Двухцилиндровый V-образный двигатель с общим кривошипом и углом между осями цилиндров 90° ($n_{\text{л}}=n_{\text{п}}=1$; $n_{\text{кр}}=1$; $\delta=0$; $\gamma=90^\circ$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.6) не обеспечивает равномерного чередования процессов в цилиндрах ни при двух-, ни при четырехтактном цикле.

Анализ уравновешенности такого двигателя от сил инерции и их моментов может быть выполнен с использованием частной методики для V-образных двигателей с углом между рядами 90° .

$$\Sigma P_{II(x)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{л}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \cos \alpha;$$

$$\Sigma P_{II(y)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{л}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \sin \alpha;$$

$$\Sigma P_{II} = \sqrt{[\Sigma P_{II(x)}]^2 + [\Sigma P_{II(y)}]^2} = m_j R \omega^2.$$

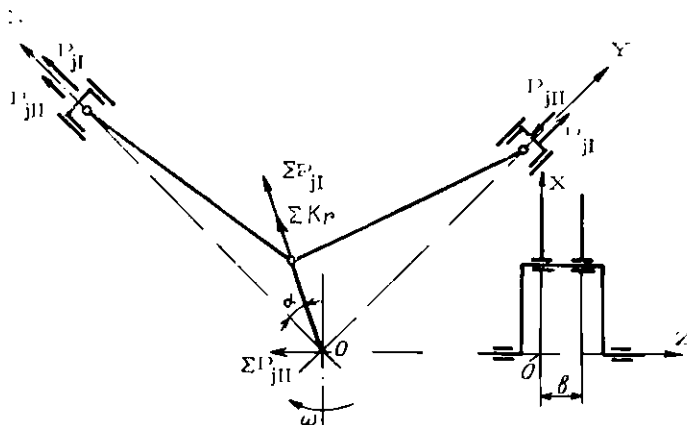


Рис. 12.6. Двухцилиндровый V-образный двигатель с общим кривошипом и углом между осями цилиндров 90°

$$\cos \varphi_{\text{лоти}} = \frac{\Sigma P_{jl(x)}}{\Sigma P_{jl}} = \cos \alpha; \quad \varphi_{\text{лоти}} = \alpha.$$

Для первого квадранта расположения вектора, найденного по табл. 12.1, угол опережения им плоскости XOZ

$$\varphi_I = \varphi_{\text{лоти}} = \alpha.$$

$$\Sigma P_{jII(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$\Sigma P_{jII(y)} = -m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$\Sigma P_{jII} = \sqrt{[\Sigma P_{jII(x)}]^2 + [\Sigma P_{jII(y)}]^2} = \sqrt{2} m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$\cos \varphi_{II\text{лоти}} = \frac{|\Sigma P_{jII(x)}|}{\Sigma P_{jII}} = \frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \varphi_{II\text{лоти}} = 45^\circ.$$

Для четвертого квадранта расположения вектора, найденного по табл. 12.1, угол опережения им плоскости XOZ

$$\varphi_{II} = 360^\circ - \varphi_{II\text{лоти}} = 360^\circ - 45^\circ = 315^\circ.$$

$$\Sigma K_{r(x)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{Kr}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \cos \alpha;$$

$$\Sigma K_{r(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{Kr}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sin \alpha;$$

$$\Sigma K_r = \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = m_r R \omega^2;$$

$$\cos \varphi_{r\text{лоти}} = \frac{\Sigma K_{r(x)}}{\Sigma K_r} = \cos \alpha; \quad \varphi_{r\text{лоти}} = \alpha.$$

Для первого квадранта расположения вектора $\varphi_r = \varphi_{r\text{лоти}} = \alpha$.

Силы инерции первого и второго порядков и центробежные силы инерции в двигателе не уравновешены и

приводятся к результирующим. Причем постоянные по величине результирующие сил инерции первого порядка и центробежных сил инерции действуют в одной и той же вращающейся плоскости кривошипа; переменная по величине результирующая сила инерции второго порядка действует в неподвижной плоскости, составляющей с осью левого цилиндра угол 315° (по ходу вращения кривошипа).

$$\Sigma M_{II(x)} = -m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \sin(\alpha + \delta_i) = -bm_j R \omega^2 \sin \alpha;$$

$$\Sigma M_{II(y)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) = 0;$$

$$\Sigma M_{II} = \Sigma M_{II(x)} = -bm_j R \omega^2 \sin \alpha;$$

$$\Sigma M_{III(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{III}} h_{iIII} \cos 2(\alpha + \delta_i) = bm_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$\Sigma M_{III(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{III}} h_{iIII} \sin 2(\alpha + \delta_i) = 0;$$

$$\Sigma M_{III} = \Sigma M_{III(x)} = bm_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha.$$

Следовательно, силы инерции первого и второго порядков создают переменные по величине моменты, действующие в неподвижной плоскости YOZ . Направления действия моментов в этой плоскости определяются их знаками. Все эти продольные моменты будут равны нулю в том случае, если отсутствует смещение осей цилиндров вдоль оси OZ ($b=0$), что имеет место при применении вильчатого шатуна.

$$\Sigma M_r(x) = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -bm_r R \omega^2 \sin \alpha;$$

$$\Sigma M_r(y) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = bm_r R \omega^2 \cos \alpha;$$

$$\Sigma M_r = \sqrt{[\Sigma M_r(x)]^2 + [\Sigma M_r(y)]^2} = bm_r R \omega^2.$$

Однако

$$\Sigma K_{r(x)} \Sigma M_{r(x)} + \Sigma K_{r(y)} \Sigma M_{r(y)} = 0.$$

Таким образом, центробежные силы инерции приводятся только к результирующей силе, величина и направление которой определены.

12.5.5. Трехцилиндровый однорядный двигатель с кривошипами под углом 120° ($n=n_d=3$; $n_{кр}=3$; $\delta=120^\circ$; $\gamma=0$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.7) обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах через 240° при четырехтактном цикле и через 120° при двухтактном.

Анализ уравновешенности этого двигателя может быть выполнен с использованием частной методики для однорядных двигателей.

$$\begin{aligned} \Sigma P_{jI} &= \Sigma P_{jI(x)} = m_j R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^n \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^3 \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\ &\times [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] = 0; \end{aligned}$$

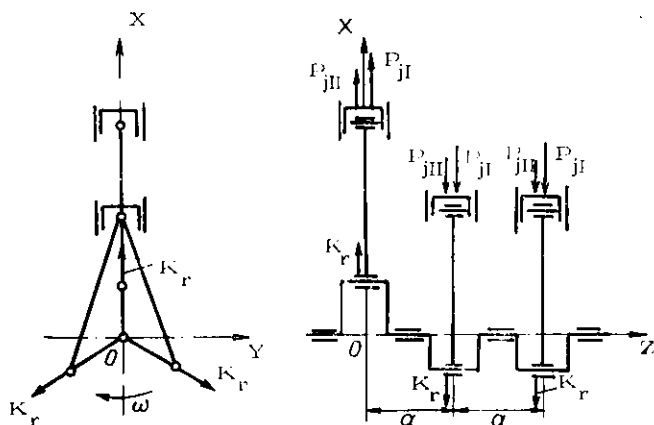


Рис. 12.7. Трехцилиндровый однорядный двигатель с кривошипами под углом 120°

$$\begin{aligned}
& \Sigma P_{jII} = \Sigma P_{jII(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \times \\
& \times \sum_{i=1}^n \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^3 \cos(\alpha + \delta_i) = \\
& = m_j R \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \\
& + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = 0; \\
& \Sigma K_{r(x)} = m_r R \omega^2 \times \\
& \times \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^3 \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
& \times [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] = 0; \\
& \Sigma K_{r(y)} = m_r R \omega^2 \times \\
& \times \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^3 \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
& \times [\sin \alpha + \sin(\alpha + 120^\circ) + \sin(\alpha + 240^\circ)] = 0; \\
& \Sigma K_r = \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = 0.
\end{aligned}$$

Следовательно, все силы инерции в рассматриваемом двигателе взаимно уравновешены.

$$\begin{aligned}
& \Sigma M_{jI} = \Sigma M_{jI(y)} = m_j R \omega^2 \times \\
& \times \sum_{i=1}^n h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^3 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\
& \times [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 120^\circ) + 2a \cos(\alpha + 240^\circ)] = \\
& = \frac{1}{2} a m_j R \omega^2 (\sqrt{3} \sin \alpha - 3 \cos \alpha); \\
& \Sigma M_{jII} = \Sigma M_{jII(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \times \\
& \times \sum_{i=1}^n h_i \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^3 \cos 2(\alpha + \delta_i) = \\
& = m_j R \omega^2 \lambda [0 \cdot \cos 2\alpha + a \cos 2(\alpha + 120^\circ) +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + 2a \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = \\
= & -\frac{1}{2} am_j R \omega^2 (\sqrt{3} \sin 2\alpha + 3 \cos 2\alpha); \\
\Sigma M_{r(x)} = & -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = \\
= & -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^3 h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\
& \times [0 \cdot \sin \alpha + a \sin(\alpha + 120^\circ) + 2a \sin(\alpha + 240^\circ)] = \\
= & -\frac{a}{2} m_r R \omega^2 (3 \sin \alpha + \sqrt{3} \cos \alpha); \\
\Sigma M_{r(y)} = & m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = \\
= & m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^3 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
& \times [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 120^\circ) + 2a \cos(\alpha + 240^\circ)] = \\
= & -\frac{1}{2} am_r R \omega^2 (3 \cos \alpha - \sqrt{3} \sin \alpha); \\
\Sigma M_r = & \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = \sqrt{3} am_r R \omega^2.
\end{aligned}$$

Острый угол между вектором момента центробежных сил и плоскостью осей цилиндров

$$\begin{aligned}
\cos \psi_{\text{ротн}} = \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r} &= \frac{1}{2 \sqrt{3}} (3 \sin \alpha + \sqrt{3} \cos \alpha) = \\
&= \cos(60^\circ - \alpha); \\
\psi_{\text{ротн}} &= 60^\circ - \alpha.
\end{aligned}$$

По знакам проекций вектора на координатные оси находится четвертый квадрант его расположения, для

которого абсолютный угол расположения вектора относительно плоскости XOZ $\psi_r = 360^\circ - \psi_{\text{отп}} = \alpha + 300^\circ$, а угол между плоскостью действия момента и плоскостью XOZ $\psi_m = \psi_r + 90^\circ = (\alpha + 300^\circ) + 90^\circ = \alpha + 390^\circ = \alpha + 30^\circ$.

Следовательно, хотя сами силы инерции взаимно уравновешены в двигателе, они создают три момента. Причем переменные по величине моменты от сил инерции первого и второго порядка действуют в плоскости осей цилиндров, а постоянный по величине момент от центробежных сил — во вращающейся плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на угол 30° .

12.5.6. Четырехцилиндровый однорядный двигатель с кривошипами под углом 180° ($n = n_d = 4$; $n_{кр} = 4$; $\delta = 180^\circ$; $\gamma = 0$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.8) обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах через 180° при четырехтактном цикле.

Анализ уравновешенности этого двигателя выполняется по частной методике для однорядных двигателей.

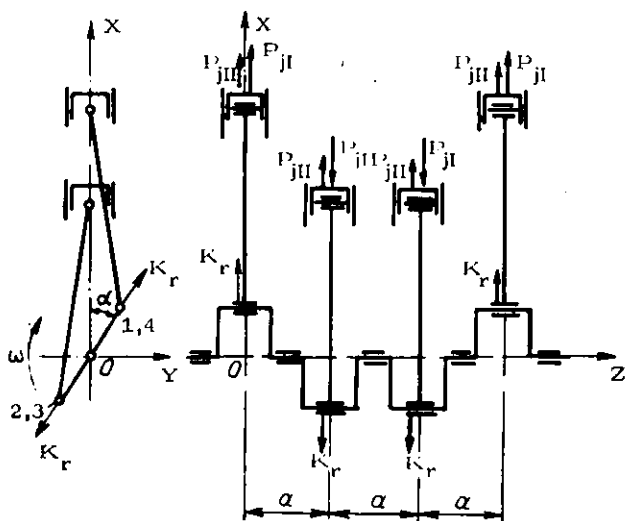


Рис. 12.8. Четырехцилиндровый однорядный двигатель с кривошипами под углом 180°

$$\begin{aligned}
\Sigma P_{II} &= \Sigma P_{II(x)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \cos(\alpha + \delta_i) \\
&= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^4 \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\
&\times [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ) + \cos(\alpha + 180^\circ) + \cos(\alpha + 360^\circ)] = 0; \\
\Sigma P_{III} &= \Sigma P_{III(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \times \\
&\times \sum_{i=1}^n \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^4 \cos 2(\alpha + \delta_i) = \\
&= m_j R \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \\
&+ \cos 2(\alpha + 360^\circ)] = 4m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Sigma K_{r(x)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^4 \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ) + \\
&+ \cos(\alpha + 180^\circ) + \cos(\alpha + 360^\circ)] = 0;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Sigma K_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^4 \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [\sin \alpha + \sin(\alpha + 180^\circ) + \\
&+ \sin(\alpha + 180^\circ) + \sin(\alpha + 360^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_r &= \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = 0.
\end{aligned}$$

Следовательно, силы инерции первого порядка и центробежные силы инерции взаимно уравновешиваются, а силы инерции второго порядка взаимно не уравновешиваются и суммируются в переменную по величине результирующую, действующую в плоскости осей цилиндров.

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{II} = \Sigma M_{II(y)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n h_i \cos(\alpha + \delta_i) = \\
&= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^4 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\
&\times [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 180^\circ) + \\
&+ 2a \cos(\alpha + 180^\circ) + 3a \cos(\alpha + 360^\circ)] = 0; \\
\Sigma M_{III} = \Sigma M_{III(y)} &= m_j R \omega^2 \lambda \times \\
&\times \sum_{i=1}^n h_i \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\
&\times \sum_{i=1}^4 h_i \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda [0 \cdot \cos 2\alpha + \\
&+ a \cos 2(\alpha + 180^\circ) + 2a \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \\
&+ 3a \cos 2(\alpha + 360^\circ)] = 6am_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha.
\end{aligned}$$

Однако $\Sigma P_{III(x)} \Sigma M_{III(x)} + \Sigma P_{III(y)} \Sigma M_{III(y)} = 0$, так как $\Sigma M_{III(x)} = 0$; $\Sigma P_{III(y)} = 0$. Следовательно, система сил инерции второго порядка приводится только к результирующей.

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{r(x)} &= -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^4 h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 [0 \cdot \sin \alpha + a \sin \alpha \times \\
&\times (\alpha + 180^\circ) + 2a \sin(\alpha + 180^\circ) + 3a \sin(\alpha + 360^\circ)] = 0; \\
\Sigma M_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^4 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + a \cos \alpha \times \\
&\times (\alpha + 180^\circ) + 2a \cos(\alpha + 180^\circ) + 3a \cos(\alpha + 360^\circ)] = 0; \\
\Sigma M_r &= \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = 0.
\end{aligned}$$

Таким образом, в рассматриваемом двигателе не уравновешены только силы инерции второго порядка; они приводятся к результирующей, величина и плоскость действия которой определены.

12.5.7. Четырехцилиндровый однорядный двигатель с кривошипами под углом 90° ($n_L = n = 4$; $n_{лр} = 4$; $\delta = 90^\circ$; $\gamma = 0$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.9) обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах через 90° при двухтактном цикле.

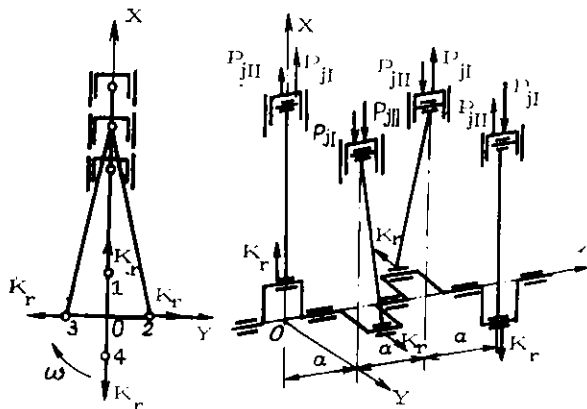


Рис. 12.9. Четырехцилиндровый однорядный двигатель с кривошипами под углом 90°

Анализ уравновешенности двигателя выполняется по частной методике для однорядных двигателей.

$$\begin{aligned} \Sigma P_{jII} = \Sigma P_{jII(x)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^4 \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 90^\circ) + \\ &+ \cos(\alpha + 270^\circ) + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Sigma P_{jII} &= \Sigma P_{jII(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n \cos 2(\alpha + \delta_i) = \\
&= m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^4 \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\
&\times [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 90^\circ) + \cos 2(\alpha + 270^\circ) + \\
&\quad + \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_{r(x)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^4 \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 90^\circ) + \\
&\quad + \cos(\alpha + 270^\circ) + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^4 \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [\sin \alpha + \sin(\alpha + 90^\circ) + \\
&\quad + \sin(\alpha + 270^\circ) + \sin(\alpha + 180^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_r &= \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = 0.
\end{aligned}$$

Следовательно, все силы инерции в двигателе взаимно уравновешены.

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{jI} &= \Sigma M_{jI(y)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n h_i \cos(\alpha + \delta_i) = \\
&= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^4 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\
&\times [0 \cdot \cos(\alpha) + a \cos(\alpha + 90^\circ) + 2a \cos(\alpha + 270^\circ) + \\
&\quad + 3a \cos(\alpha + 180^\circ)] = am_j R \omega^2 (3 \cos \alpha - \sin \alpha),
\end{aligned}$$

т. е. силы инерции первого порядка создают переменный по величине момент, действующий в плоскости осей цилиндров.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{III} &= \Sigma M_{III(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n h_i \cos 2(\alpha + \delta_i) = \\ &= m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^4 h_i \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\ &\times [0 \cdot \cos 2\alpha + a \cos 2(\alpha + 90^\circ) + 2a \cos 2(\alpha + 270^\circ) + \\ &+ 3a \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = 0,\end{aligned}$$

т. е. силы инерции второго порядка не создают момента.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{r(x)} &= -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^4 h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\ &\times [0 \cdot \sin \alpha + a \sin(\alpha + 90^\circ) + 2a \sin(\alpha + 270^\circ) + \\ &+ 3a \sin(\alpha + 180^\circ)] = am_r R \omega^2 (3 \sin \alpha + \cos \alpha); \\ \Sigma M_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^4 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + a \times \\ &\times \cos(\alpha + 90^\circ) + 2a \cos(\alpha + 270^\circ) + 3a \cos(\alpha + 180^\circ)] = \\ &= -am_r R \omega^2 (3 \cos \alpha - \sin \alpha); \\ \Sigma M_r &= \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = \sqrt{10} am_r R \omega^2; \\ \cos \psi_{\text{роти}} &= \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r} = \frac{1}{\sqrt{10}} (3 \sin \alpha + \cos \alpha) = \\ &= \cos(71,57' - \alpha); \\ \psi_{\text{роти}} &= (71,57' - \alpha).\end{aligned}$$

Для четвертого квадранта расположения вектора, найденного по знакам его проекций на координатные оси,

угол опережения им плоскости XOZ $\psi_r = 360^\circ - \psi_{\text{отп}} = 360^\circ - 71,57^\circ + \alpha = \alpha + 288,43^\circ$. Плоскость действия момента центробежных сил опережает плоскость XOZ на угол $\psi_{\text{рп}} = \psi_r + 90^\circ = (\alpha + 288,43^\circ) + 90^\circ = \alpha + 378,43^\circ = \alpha + 18,43^\circ$.

Следовательно, центробежные силы инерции создают постоянный по величине момент, действующий во вращающейся плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на угол $18,43^\circ$.

12.5.8. Четырехцилиндровый V-образный двигатель с углом между рядами 90° и кривошипами под углом 90° ($n_d = 2$; $n_n = 2$; $n_{\text{кр}} = 4$; $\delta = 90^\circ$; $\gamma = 90^\circ$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.10) обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах через 180° при четырехтактном цикле.

Анализ уравновешенности двигателя может быть выполнен с использованием частной методики для V-образных двигателей с углом между рядами цилиндров 90° .

$$\begin{aligned} \Sigma P_{II(x)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_d} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^2 \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0; \end{aligned}$$

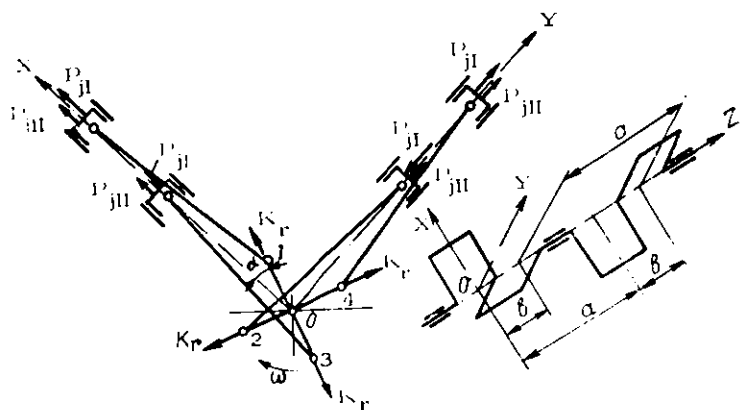


Рис. 12.10. Четырехцилиндровый V-образный двигатель с углом между рядами 90° и кривошипами под углом 90°

$$\Sigma P_{II(y)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{II}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times$$

$$\times \sum_{i=1}^2 \sin(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [\sin(\alpha + 270^\circ) +$$

$$+ \sin(\alpha + 90^\circ)] = 0;$$

$$\Sigma P_{II} = \sqrt{[\Sigma P_{II(x)}]^2 + [\Sigma P_{II(y)}]^2} = 0.$$

$$\Sigma P_{III(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times$$

$$\times \sum_{i=1}^2 \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 180^\circ)] =$$

$$= 2m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$\Sigma P_{III(y)} = -m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 \lambda \times$$

$$\times \sum_{i=1}^2 \cos 2(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 \lambda [\cos 2(\alpha + 270^\circ) +$$

$$+ \cos 2(\alpha + 90^\circ)] = 2m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$\Sigma P_{III} = \sqrt{[\Sigma P_{III(x)}]^2 + [\Sigma P_{III(y)}]^2} = 2m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$\cos \varphi_{III\text{отн}} = \frac{|\Sigma P_{III(x)}|}{\Sigma P_{III}} = \frac{1}{1} = 1; \quad \varphi_{III\text{отн}} = 45^\circ.$$

Для первого квадранта расположения вектора, найденного по табл. 12.1, $\varphi_{II} = \varphi_{III\text{отн}} = 45^\circ$.

$$\Sigma K_{r(x)} = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} \cos(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times$$

$$\times \sum_{i=1}^4 \cos(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ) +$$

$$+ \cos(\alpha + 270^\circ) + \cos(\alpha + 90^\circ)] = 0;$$

$$\begin{aligned}\Sigma K_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^4 \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [\sin \alpha + \sin(\alpha + 180^\circ) + \\ &+ \sin(\alpha + 270^\circ) + \sin(\alpha + 90^\circ)] = 0; \\ \Sigma K_r &= \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = 0.\end{aligned}$$

Следовательно, силы инерции первого порядка, а также центробежные силы инерции взаимно уравновешены, а силы инерции второго порядка не уравновешены и приводятся к переменной по величине результирующей силе, действующей в неподвижной плоскости, которая составляет с плоскостью XOZ угол 45° (т. е. в вертикальной плоскости).

$$\begin{aligned}\Sigma M_{II(x)} &= -m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \sin(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^2 h_{iII} \sin(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 [b \sin(\alpha + 270^\circ) + \\ &+ (b + a) \sin(\alpha + 90^\circ)] = -am_j R \omega^2 \cos \alpha; \\ \Sigma M_{II(y)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^2 h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 180^\circ)] = \\ &= -am_j R \omega^2 \cos \alpha; \\ \Sigma M_{II} &= \sqrt{[\Sigma M_{II(x)}]^2 + [\Sigma M_{II(y)}]^2} = \sqrt{2} am_j R \omega^2 \cos \alpha; \\ \cos \psi_{\text{отн}} &= \frac{|\Sigma M_{II(x)}|}{\Sigma M_{II}} = \frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \psi_{\text{отн}} = 45^\circ.\end{aligned}$$

Для третьего квадранта расположения вектора, найденного по табл. 12.1, угол опережения им плоскости XOZ $\psi_I = 180^\circ + \psi_{I \text{ отн}} = 180^\circ + 45^\circ = 225^\circ$, а угол опереже-

ния плоскости XOZ плоскостью действия момента $\psi_{II} = \psi_I - 90^\circ = 135^\circ$.

Следовательно, силы инерции первого порядка создают переменный по величине момент, действующий в неподвижной плоскости, составляющей с плоскостью осей цилиндров левого ряда угол 135° (т. е. в горизонтальной плоскости).

$$\begin{aligned} \Sigma M_{III(x)} &= m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{in} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\ &\times \sum_{i=1}^2 h_{in} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda [b \cos 2(\alpha + 270^\circ) + \\ &+ (b + a) \cos 2(\alpha + 90^\circ)] = -(a + 2b) m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{III(y)} &= m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{in} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\ &\times \sum_{i=1}^2 h_{in} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda [0 \cdot \cos 2\alpha + \\ &+ a \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = a m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \end{aligned}$$

$$\Sigma M_{III} = \sqrt{[\Sigma M_{III(x)}]^2 + [\Sigma M_{III(y)}]^2} =$$

$$= \sqrt{a^2 + (a + 2b)^2} m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$\cos \psi_{II\text{отн}} = \frac{|\Sigma M_{III(x)}|}{\Sigma M_{III}}$$

$$= \frac{a + 2b}{\sqrt{a^2 + (a + 2b)^2}}; \quad \psi_{II\text{отн}} = \arccos \frac{a + 2b}{\sqrt{a^2 + (a + 2b)^2}}.$$

Для второго квадранта расположения вектора, найденного по табл. 12.1, абсолютный угол опережения им плоскости XOZ

$$\psi_{II} = 180^\circ - \psi_{II\text{отн}} = 180^\circ - \arccos \frac{a + 2b}{\sqrt{a^2 + (a + 2b)^2}}.$$

Угол опережения плоскости XOZ плоскостью действия момента

$$\psi_{II} = \psi_{II} - 90^\circ - 180^\circ = \arccos \frac{a + 2b}{\sqrt{a^2 + (a + 2b)^2}} - 90^\circ =$$

$$90^\circ - \arccos \frac{a + 2b}{\sqrt{a^2 + (a + 2b)^2}}.$$

Условие приведения системы сил инерции второго порядка только к результирующей не выполняется, так как

$$\Sigma P_{II(x)} \Sigma M_{II(x)} + \Sigma P_{II(y)} \Sigma M_{II(y)} =$$

$$= 4b (m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha)^2 \neq 0.$$

Следовательно, силы инерции второго порядка создают переменный по величине момент, действующий в неподвижной плоскости, составляющей с плоскостью осей цилиндров левого ряда (по ходу вращения) угол

$$90^\circ - \arccos \frac{a + 2b}{\sqrt{a^2 + (a + 2b)^2}}.$$

Действие этого момента обусловлено лишь наличием смещения осей цилиндров левого и правого рядов. В частном случае, когда смещение отсутствует ($b=0$),

$$\Sigma P_{II(x)} \Sigma M_{II(y)} + \Sigma P_{II(y)} \Sigma M_{II(x)} = 0,$$

т. е. силы инерции второго порядка приводятся только к результирующей.

$$\Sigma M_{r(x)} = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times$$

$$\times \sum_{i=1}^4 h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times$$

$$\times [0 \cdot \sin \alpha + a \sin(\alpha + 180^\circ) + b \sin(\alpha + 270^\circ) +$$

$$+ (b + a) \sin(\alpha + 90^\circ)] = -a m_r R \omega^2 \times$$

$$\times (\cos \alpha - \sin \alpha) = \sqrt{2} a m_r R \omega^2 \cos(\alpha + 45^\circ);$$

$$\Sigma M_{r(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times$$

$$\begin{aligned}
& \times \sum_{i=1}^4 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 180^\circ) + \\
& + b \cos(\alpha + 270^\circ) + (b + a) \cos(\alpha + 90^\circ)] = -a m_r R \omega^2 \times \\
& \times (\cos \alpha + \sin \alpha) = -\sqrt{2} a m_r R \omega^2 \sin(\alpha + 45^\circ); \\
& \Sigma M_r = \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = \sqrt{2} a m_r R \omega^2; \\
& \cos \psi_{\text{ротн}} = \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r} = \cos(\alpha + 45^\circ); \psi_{\text{ротн}} = \alpha + 45^\circ.
\end{aligned}$$

Для третьего квадранта расположения вектора, найденного по табл. 12.1, абсолютный угол опережения им плоскости XOZ $\psi_r = 180^\circ + \psi_{\text{ротн}} = 180^\circ + (\alpha + 45^\circ) = \alpha + 225^\circ$. Угол опережения плоскости XOZ плоскостью действия момента $\psi_{\text{рп}} = \psi_r - 90^\circ = (\alpha + 225^\circ) - 90^\circ = \alpha + 135^\circ$.

Итак, центробежные силы инерции создают постоянный по величине момент, действующий во вращающейся плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на угол 135° .

12.5.9. Шестицилиндровый V-образный двигатель с углом между рядами 90° и тремя кривошипами под углом 120° ($n_{\text{л}} = n_{\text{п}} = 3$; $n_{\text{кр}} = 3$; $\delta = 120^\circ$; $\gamma = 90^\circ$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.11) не обеспечивает равномерного чередования процессов в цилиндрах ни при двух-, ни при четырехтактном цикле.

Анализ уравновешенности этого двигателя от сил инерции и их моментов может быть выполнен по частной методике для V-образных двигателей.

$$\begin{aligned}
\Sigma P_{j1(x)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{л}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\
& \times \sum_{i=1}^3 \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \\
& + \cos(\alpha + 240^\circ)] = 0; \\
\Sigma P_{j1(y)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times
\end{aligned}$$

$$\times \sum_{i=1}^3 \sin(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [\sin \alpha + \sin(\alpha + 120^\circ) + \sin(\alpha + 240^\circ)] = 0;$$

$$\Sigma P_{jII} = \sqrt{[\Sigma P_{jII(x)}]^2 + [\Sigma P_{jII(y)}]^2} = 0.$$

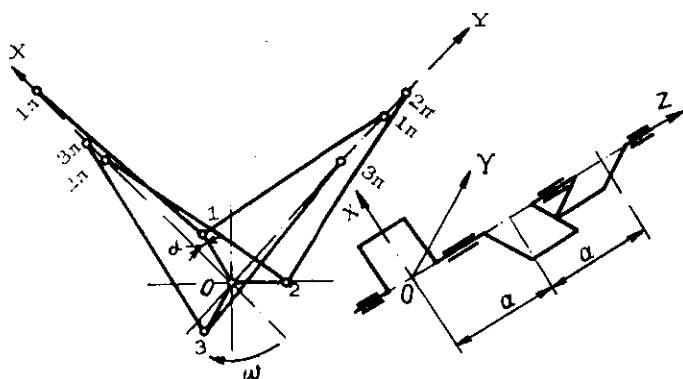


Рис. 12.11. Шестичилиндровый V-образный двигатель с углом между рядами 90° и кривошипами под углом 120°

$$\Sigma P_{jIII(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{\Sigma}} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times$$

$$\times \sum_{i=1}^3 \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times$$

$$\times [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = 0;$$

$$\Sigma P_{jIII(y)} = -m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{\Sigma}} \cos 2(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 \lambda \times$$

$$\times \sum_{i=1}^3 \cos 2(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 \lambda \times$$

$$\times [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = 0;$$

$$\Sigma P_{jII} = \sqrt{[\Sigma P_{jIII(x)}]^2 + [\Sigma P_{jIII(y)}]^2} = 0.$$

$$\begin{aligned}
\Sigma K_{r(x)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{RP}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^3 \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{RP}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^3 \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\
&\times [\sin \alpha + \sin(\alpha + 120^\circ) + \sin(\alpha + 240^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_r &= \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = 0.
\end{aligned}$$

Следовательно, все силы инерции в двигателе взаимно уравновешены.

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{II(x)} &= -m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \sin(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^3 h_{iII} \sin(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 [b \sin \alpha + (b + a) \times \\
&\times \sin(\alpha + 120^\circ) + (b + 2a) \sin(\alpha + 240^\circ)] = \\
&= -\frac{1}{2} a m_j R \omega^2 (3 \sin \alpha + \sqrt{3} \cos \alpha); \\
\Sigma M_{II(y)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\
&\times \sum_{i=1}^3 h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\
&\times [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 120^\circ) + 2a \cos(\alpha + 240^\circ)] = \\
&= -\frac{1}{2} a m_j R \omega^2 (3 \cos \alpha - \sqrt{3} \sin \alpha);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{II} &= \sqrt{[\Sigma M_{II(x)}]^2 + [\Sigma M_{II(y)}]^2} = \frac{1}{2} am_j R \omega^2 \times \\
&\times \sqrt{(3 \sin \alpha + \sqrt{3} \cos \alpha)^2 + (3 \cos \alpha - \sqrt{3} \sin \alpha)^2} = \\
&= \sqrt{3} am_j R \omega^2; \\
\cos \psi_{\text{отн}} &= \frac{|\Sigma M_{II(x)}|}{\Sigma M_{II}} = \frac{1}{2 \sqrt{3}} (3 \sin \alpha + \sqrt{3} \cos \alpha) = \\
&= \frac{1}{2} \cos \alpha + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha = \cos (60^\circ - \alpha); \\
\psi_{\text{отн}} &= (60^\circ - \alpha).
\end{aligned}$$

Для четвертого квадранта расположения вектора, найденного по знакам его проекций на координатные оси, угол опережения вектором плоскости XOZ $\psi_I = 360^\circ - \psi_{\text{отн}} = \alpha + 300^\circ$. Угол опережения плоскости XOZ плоскостью действия момента $\psi_{II} = \psi_I + 90^\circ = (\alpha + 300^\circ) + 90^\circ = \alpha + 390^\circ = \alpha + 30^\circ$.

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{II(x)} &= m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\
&\times \sum_{i=1}^3 h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda [b \cos 2\alpha + (b + a) \times \\
&\times \cos 2(\alpha + 120^\circ) + (b + 2a) \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = \\
&= -\frac{1}{2} am_j R \omega^2 \lambda (3 \cos 2\alpha + \sqrt{3} \sin 2\alpha); \\
\Sigma M_{II(y)} &= m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\
&\times \sum_{i=1}^3 h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\
&\times [0 \cdot \cos 2\alpha + a \cos 2(\alpha + 120^\circ) + 2a \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = \\
&= -\frac{1}{2} am_j R \omega^2 \lambda (3 \cos 2\alpha + \sqrt{3} \sin 2\alpha);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_{II} &= \sqrt{[\Sigma M_{II(x)}]^2 + [\Sigma M_{II(y)}]^2} = \\ &= \frac{\sqrt{2}}{2} am_j R \omega^2 \lambda (3 \cos 2\alpha + \sqrt{3} \sin 2\alpha); \\ \cos \psi_{II\text{отн}} &= \frac{|\Sigma M_{II(x)}|}{\Sigma M_{II}} = \frac{1}{\sqrt{2}} = \cos 45^\circ; \quad \psi_{II\text{отн}} = 45^\circ.\end{aligned}$$

Для третьего квадранта расположения вектора, найденного по знакам его проекций на координатные оси, угол опережения им плоскости XOZ $\psi_{II} = 180^\circ + \psi_{II\text{отн}} = 180^\circ + 45^\circ = 225^\circ$. Угол опережения плоскости XOZ плоскостью действия момента $\psi_{II\pi} = \psi_{II} - 90^\circ = 225^\circ - 90^\circ = 135^\circ$.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{r(x)} &= -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\ &\times [0 \cdot \sin \alpha + a \sin(\alpha + 120^\circ) + 2a \sin(\alpha + 240^\circ) + \\ &+ b \sin \alpha + (b + a) \sin(\alpha + 120^\circ) + (b + 2a) \times \\ &\times \sin(\alpha + 240^\circ)] = am_r R \omega^2 (3 \sin \alpha + \sqrt{3} \cos \alpha); \\ \Sigma M_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\ &\times [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 120^\circ) + 2a \cos(\alpha + 240^\circ) + \\ &+ b \cos \alpha + (b + a) \cos(\alpha + 120^\circ) + (b + 2a) \times \\ &\times \cos(\alpha + 240^\circ)] = -am_r R \omega^2 (3 \cos \alpha - \sqrt{3} \sin \alpha); \\ \Sigma M_r &= \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = 2\sqrt{3} am_r R \omega^2.\end{aligned}$$

Здесь $m_r = \frac{1}{2} m_K + m_B$.

Если считать, что $m_r = m_K + 2m_B$, то $\Sigma M_r = \sqrt{3} am_r R \omega^2$.

$$\begin{aligned}\cos \psi_{r\text{отн}} &= \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r} = \frac{1}{2\sqrt{3}} (3 \sin \alpha + \sqrt{3} \cos \alpha) = \\ &= \cos(60^\circ - \alpha); \\ \psi_{r\text{отн}} &= (60^\circ - \alpha).\end{aligned}$$

Для четвертого квадранта расположения вектора, найденного по знакам его проекций на координатные оси, угол опережения им плоскости XOZ $\psi_r = 360^\circ - \psi_{\text{гопн}} = 360^\circ - (60 - \alpha) = \alpha + 300^\circ$. Угол опережения плоскости XOZ плоскостью действия момента $\psi_{ra} = \psi_r + 90^\circ = (\alpha + 300^\circ) + 90^\circ = \alpha + 390^\circ = \alpha + 30^\circ$.

Следовательно, силы инерции первого порядка и центробежные силы создают постоянные по величине результирующие моменты, действующие во вращающейся плоскости, составляющей с плоскостью первого кривошипа постоянный угол 30° (по ходу вращения), а силы инерции второго порядка — переменный по величине результирующий момент, действующий в неподвижной плоскости, составляющей с плоскостью осей цилиндров левого ряда (по ходу вращения) угол 135° (т. е. горизонтальной плоскости).

Следует отметить, что смещение осей цилиндров правого ряда относительно осей цилиндров левого ряда не изменяет величины и плоскости действия моментов от сил инерции.

12.5.10. Шестицилиндровый V-образный двигатель с углом между рядами 60° и углом между кривошипами 60° ($n_{\text{л}} = n_{\text{п}} = 3$; $n_{\text{кр}} = 6$; $\delta = 60^\circ$; $\gamma = 60^\circ$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.12) обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах при четырехтактном цикле.

Анализ уравновешенности двигателя выполняется по общей методике.

$$\begin{aligned} \Sigma P_{II(x)} &= m_j R \omega^2 \left[\sum_{i=1}^{n_{\text{л}}} \cos(\alpha + \delta_i) + \cos \gamma \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} \cos(\alpha + \delta_i - \gamma) \right] = \\ &= m_j R \omega^2 \{ [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] + \\ &\quad + \cos 60^\circ [\cos(\alpha + 300^\circ - 60^\circ) + \cos(\alpha + 60^\circ - \\ &\quad - 60^\circ) + \cos(\alpha + 180^\circ - 60^\circ)] \} = 0; \\ \Sigma P_{II(y)} &= m_j R \omega^2 \sin \gamma \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} \cos(\alpha + \delta_i - \gamma) = \end{aligned}$$

$$= m_j R \omega^2 \sin 60^\circ [\cos(\alpha + 240^\circ) + \cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ)] = 0;$$

$$\Sigma P_{II} = \sqrt{[\Sigma P_{II(x)}]^2 + [\Sigma P_{II(y)}]^2} = 0.$$

$$\Sigma P_{III(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \left[\sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i) + \cos \gamma \times \right.$$

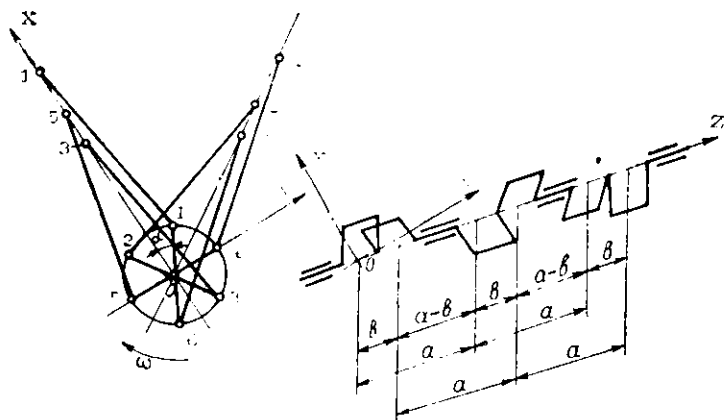


Рис. 12.12. Шестицилиндровый V-образный двигатель с углом между рядами 60° и кривошипами под углом 60°

$$\begin{aligned} & \times \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma) \Big] = m_j R \omega^2 \lambda \{ [\cos 2\alpha + \\ & + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] + \cos 60^\circ [\cos 2(\alpha + \\ & + 300^\circ - 60^\circ) + \cos 2(\alpha + 60^\circ - 60^\circ) + \\ & + \cos 2(\alpha + 180^\circ - 60^\circ)] \} = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{III(y)} &= m_j R \omega^2 \lambda \sin \gamma \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma) = \\ &= m_j R \omega^2 \lambda \sin 60^\circ [\cos 2(\alpha + 240^\circ) + \\ &+ \cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ)] = 0; \end{aligned}$$

$$\Sigma P_{III} = \sqrt{[\Sigma P_{III(x)}]^2 + [\Sigma P_{III(y)}]^2} = 0.$$

$$\begin{aligned}
\Sigma K_{r(x)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{rp}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^6 \cos(\alpha + \delta_i) = \\
&= m_r R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 300^\circ) + \cos(\alpha + 120^\circ) + \\
&\quad + \cos(\alpha + 60^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{rp}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^6 \sin(\alpha + \delta_i) = \\
&= m_r R \omega^2 [\sin \alpha + \sin(\alpha + 300^\circ) + \sin(\alpha + 120^\circ) + \\
&\quad + \sin(\alpha + 60^\circ) + \sin(\alpha + 240^\circ) + \sin(\alpha + 180^\circ)] = 0; \\
\Sigma K_r &= \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = 0.
\end{aligned}$$

Все силы инерции в двигателе взаимно уравновешены.

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{II(x)} &= -m_j R \omega^2 \sin \gamma \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i - \gamma) = \\
&= -m_j R \omega^2 \sin 60^\circ [b \cos(\alpha + 300^\circ - 60^\circ) + (a + b) \cos(\alpha + \\
&\quad + 60^\circ - 60^\circ) + (b + 2a) \cos(\alpha + 180^\circ - 60^\circ)] = \\
&= -\frac{3}{2} am_j R \omega^2 \sin \alpha;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Sigma M_{II(y)} &= m_j R \omega^2 \left[\sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) + \cos \gamma \times \right. \\
&\quad \times \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i - \gamma) = \\
&= m_j R \omega^2 \{ [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 120^\circ) + 2a \cos(\alpha + 240^\circ)] + \\
&\quad + \cos 60^\circ [b \cos(\alpha + 240^\circ) + (b + a) \cos \alpha + \\
&\quad + (b + 2a) \cos(\alpha + 120^\circ)] \} = -\frac{3}{2} am_j R \omega^2 \cos \alpha; \\
\Sigma M_{II} &= \sqrt{[\Sigma M_{II(x)}]^2 + [\Sigma M_{II(y)}]^2} = \frac{3}{2} am_j R \omega^2;
\end{aligned}$$

$$\cos \psi_{\text{лоти}} = \frac{|\Sigma M_{II(x)}|}{\Sigma M_{II}} = \sin \alpha = \cos(90^\circ - \alpha);$$

$$\psi_{\text{лоти}} = (90^\circ - \alpha).$$

Для четвертого квадранта расположения вектора, найденного по знакам его проекций на координатные оси, угол опережения им плоскости XOZ $\psi = 360^\circ - \psi_{\text{лоти}} = 360^\circ - (90^\circ - \alpha) = \alpha + 270^\circ$. Угол опережения плоскости XOZ плоскостью действия момента от сил инерции первого порядка $\psi_{\text{лп}} = \psi_I + 90^\circ = (\alpha + 270^\circ) + 90^\circ = \alpha + 360^\circ = \alpha$, т. е. плоскость действия постоянного по величине неуравновешенного момента от сил инерции первого порядка — вращающаяся, совпадающая с плоскостью первого кривошипа.

$$\begin{aligned} \Sigma M_{II(x)} &= -m_J R \omega^2 \lambda \sin \gamma \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma) = \\ &= -m_J R \omega^2 \lambda \sin 60^\circ [b \cos 2(\alpha + 240^\circ) + (b + a) \cos 2\alpha + \\ &+ (b + 2a) \cos 2(\alpha + 120^\circ)] = -\frac{3}{2} am_J R \omega^2 \lambda \sin 2\alpha; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{II(y)} &= m_J R \omega^2 \lambda \left[\sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) + \cos -\gamma \times \right. \\ &\times \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i - \alpha) \left. \right] = m_J R \omega^2 \lambda \{ [0 \cdot \cos 2\alpha + \\ &+ a \cos 2(\alpha + 120^\circ) + 2a \cos 2(\alpha + 240^\circ)] + \\ &+ \cos 60^\circ [b \cos 2(\alpha + 240^\circ) + (b + a) \cos 2\alpha + \\ &+ (b + 2a) \cos 2(\alpha + 120^\circ)] \} = -\frac{3}{2} am_J R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \end{aligned}$$

$$\Sigma M_{II} = \sqrt{[\Sigma M_{II(x)}]^2 + [\Sigma M_{II(y)}]^2} = \frac{3}{2} am_J R \omega^2 \lambda.$$

$$\cos \psi_{II\text{лоти}} = \frac{|\Sigma M_{II(x)}|}{\Sigma M_{II}} = \sin 2\alpha = \cos(90^\circ - 2\alpha).$$

$$\psi_{II\text{лоти}} = (90^\circ - 2\alpha).$$

Для третьего квадранта расположения вектора момента, найденного по знакам его проекций, угол опережения им плоскости XOZ $\psi_{II} = 180^\circ + \psi_{II\text{отп}} = 180^\circ + (90^\circ - 2\alpha) = (270^\circ - 2\alpha)$. Угол опережения плоскости XOZ плоскостью действия момента от сил инерции второго порядка $\psi_{II\text{п}} = \psi_{II} + 90^\circ = (270^\circ - 2\alpha) + 90^\circ = 360^\circ - 2\alpha = -2\alpha$, т. е. плоскость действия постоянного по величине неуравновешенного момента от сил инерции второго порядка вращается в сторону, противоположную вращению коленчатого вала, с удвоенной угловой скоростью (-2ω) .

$$\begin{aligned}\Sigma M_{r(x)} &= -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^6 h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 [0 \cdot \sin \alpha + b \sin(\alpha + 300^\circ) + \\ &+ a \sin(\alpha + 120^\circ) + (b + a) \sin(\alpha + 60^\circ) + \\ &+ 2a \sin(\alpha + 240^\circ) + (b + 2a) \sin(\alpha + 180^\circ)] = \\ &= -3am_r R \omega^2 \sin \alpha;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^6 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + b \cos(\alpha + 300^\circ) + \\ &+ a \cos(\alpha + 120^\circ) + (b + a) \cos(\alpha + 60^\circ) + \\ &+ 2a \cos(\alpha + 240^\circ) + (b + 2a) \cos(\alpha + 180^\circ)] = \\ &= -3am_r R \omega^2 \cos \alpha;\end{aligned}$$

$$\Sigma M_r = \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = 3am_r R \omega^2,$$

где m_r — неуравновешенная масса единичного кривошипа, включающего только одну шатунную шейку.

$$\cos \psi_{\text{ротн}} = \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r} = \sin \alpha = \cos(90^\circ - \alpha);$$

$$\psi_{\text{ротн}} = (90^\circ - \alpha).$$

Для четвертого квадранта расположения вектора, найденного по знакам его проекций, угол опережения им плоскости XOZ $\psi_r = 360^\circ - \psi_{\text{отн}} = 360^\circ - (90^\circ - \alpha) = \alpha + 270^\circ$. Угол опережения плоскости XOZ плоскостью действия момента от центробежных сил $\psi_{\text{рп}} = \psi_r + 90^\circ = (\alpha + 270^\circ) + 90^\circ = \alpha$, т. е. плоскость действия постоянно по величине неуравновешенного момента от центробежных сил совпадает с плоскостью первого кривошипа.

Следовательно, хотя все силы инерции в рассматриваемом двигателе взаимно уравновешены, они создают постоянные по величине моменты, действующие во вращающихся плоскостях. Моменты от сил инерции первого порядка и от центробежных сил действуют во вращающейся плоскости первого кривошипа, а момент от сил инерции второго порядка — в плоскости, вращающейся в сторону, противоположную вращению коленчатого вала, с удвоенной угловой скоростью коленчатого вала.

12.5.11. Шестицилиндровый однорядный двигатель с кривошипами под углом 120° ($n_{\text{ц}} = n = 6$; $n_{\text{кр}} = 6$; $\delta = 120^\circ$; $\gamma = 0$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.13) обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах через 120° при четырехтактном цикле.

Анализ уравновешенности может быть выполнен по частной методике для однорядных двигателей.

$$\begin{aligned} \Sigma P_j = \Sigma P_{jI(x)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\ \times \sum_{i=1}^6 \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 240^\circ) + \\ + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos \alpha] = 0. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{jII} = \Sigma P_{jII(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\ \times \sum_{i=1}^6 \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \end{aligned}$$

$$+ \cos 2(\alpha + 240^\circ) + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \\ + \cos 2(\alpha + 240^\circ) + \cos 2\alpha] = 0.$$

$$\Sigma K_{r(x)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^6 \cos(\alpha + \delta_i) =$$

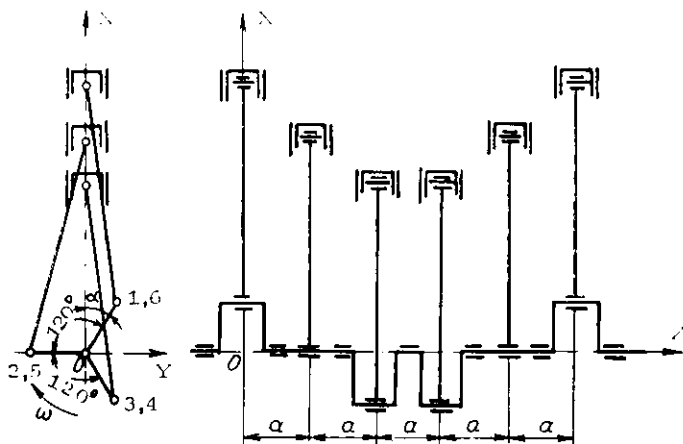


Рис. 12.13. Шестцилиндровый однорядный двигатель с кривошипами под углом 120°

$$= m_r R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos(\alpha + 120^\circ) + \\ + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos \alpha] = 0;$$

$$\Sigma K_{r(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^6 \sin(\alpha + \delta_i) =$$

$$= m_r R \omega^2 [\sin \alpha + \sin(\alpha + 240^\circ) + \sin(\alpha + 120^\circ) + \\ + \sin(\alpha + 120^\circ) + \sin(\alpha + 240^\circ) + \sin \alpha] = 0;$$

$$\Sigma K_r = \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = 0;$$

$$\Sigma M_{II} = \Sigma M_{II(y)} = m_f R \omega^2 \sum_{i=1}^n h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_f R \omega^2 \times$$

$$\times \sum_{i=1}^6 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_f R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 240^\circ) +$$

$$+ 2a \cos(\alpha + 120^\circ) + 3a \cos(\alpha + 120^\circ) + \\ + 4a \cos(\alpha + 240^\circ) + 5a \cos \alpha] = 0.$$

$$\Sigma M_{jH} = \Sigma M_{jH(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n h_i \cos 2(\alpha + \delta_j) = \\ = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^6 h_i \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda [0 \cdot \cos 2\alpha + \\ + a \cos 2(\alpha + 240^\circ) + 2a \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \\ + 3a \cos 2(\alpha + 120^\circ) + 4a \cos 2(\alpha + \\ + 240^\circ) + 5a \cos 2\alpha] = 0;$$

$$\Sigma M_{r(x)} = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{rp}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\ \times \sum_{i=1}^6 h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 [0 \cdot \sin \alpha + \\ + a \sin(\alpha + 240^\circ) + 2a \sin(\alpha + 120^\circ) + \\ + 3a \sin(\alpha + 120^\circ) + 4a \sin(\alpha + 240^\circ) + 5a \sin \alpha] = 0;$$

$$\Sigma M_{r(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{rp}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^6 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = \\ = m_r R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 240^\circ) + \\ + 2a \cos(\alpha + 120^\circ) + 3a \cos(\alpha + 120^\circ) + \\ + 4a \cos(\alpha + 240^\circ) + 5a \cos \alpha] = 0;$$

$$\Sigma M_r = \sqrt{[M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = 0.$$

Таким образом, в рассматриваемом двигателе взаимно уравновешены все силы инерции и все моменты от них.

12.5.12. Восьмицилиндровый V-образный двигатель с углом между рядами 90° и кривошипами под углом 90°
($n_{\text{л}}=4$; $n_{\text{п}}=4$; $n_{\text{ш}}=4$; $\delta=90^\circ$; $\gamma=90^\circ$)

Конструктивная схема двигателя (рис. 12.14) обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах при четырехтактном цикле.

Анализ уравновешенности может быть выполнен по частной методике для V-образных двигателей с углом между рядами 90° .

$$\begin{aligned}\Sigma P_{II(x)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{л}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^4 \cos(\alpha + \delta_i) = \\ &= m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 90^\circ) + \cos(\alpha + 270^\circ) + \\ &\quad + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma P_{II(y)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^4 \sin(\alpha + \delta_i) = \\ &= m_j R \omega^2 [\sin \alpha + \sin(\alpha + 90^\circ) + \sin(\alpha + 270^\circ) + \\ &\quad + \sin(\alpha + 180^\circ)] = 0;\end{aligned}$$

$$\Sigma P_{II} = \sqrt{[\Sigma P_{II(x)}]^2 + [\Sigma P_{II(y)}]^2} = 0.$$

$$\begin{aligned}\Sigma P_{III(x)} &= m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{\text{л}}} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\ &\times \sum_{i=1}^4 \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 90^\circ) + \\ &\quad + \cos 2(\alpha + 270^\circ) + \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = 0;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma P_{III(y)} &= -\frac{1}{\lambda} m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} \cos 2(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 \lambda \times \\ &\times \sum_{i=1}^4 \cos 2(\alpha + \delta_i) = 0;\end{aligned}$$

$$\Sigma P_{III} = \sqrt{[\Sigma P_{III(x)}]^2 + [\Sigma P_{III(y)}]^2} = 0.$$

$$\Sigma K_{r(x)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^4 \cos(\alpha + \delta_i) = 0;$$

$$\Sigma K_{r(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} \sin(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^4 \sin(\alpha + \delta_i) = 0;$$

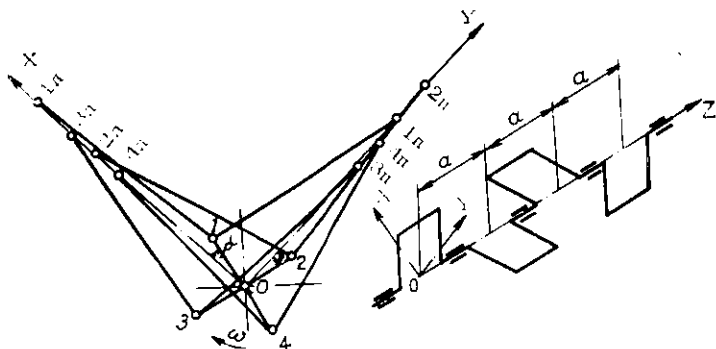


Рис. 12.14. Восьмичилиндровый V-образный двигатель с углом между рядами 90° и кривошипами под углом 90°

$$\Sigma K_r = \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2} = 0.$$

Следовательно, все силы инерции в двигателе взаимно уравновешены.

$$\begin{aligned} \Sigma M_{II(x)} &= -m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{л}}} h_{i\text{л}} \sin(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^4 h_{i\text{л}} \sin(\alpha + \delta_i) = -m_j R \omega^2 [b \sin \alpha + \\ &+ (b + a) \sin(\alpha + 90^\circ) + (b + 2a) \sin(\alpha + 270^\circ) + \\ &+ (b + 3a) \sin(\alpha + 180^\circ)] = a m_j R \omega^2 (3 \sin \alpha + \cos \alpha); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{II(y)} &= m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{л}}} h_{i\text{л}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^4 h_{i\text{л}} \cos(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 90^\circ) + \end{aligned}$$

$$+ 2a \cos(\alpha + 270^\circ) + 3a \cos(\alpha + 180^\circ) = \\ = -am_j R \omega^2 (3 \cos \alpha - \sin \alpha);$$

$$\Sigma M_{JI} = \sqrt{[\Sigma M_{JI(x)}]^2 + [\Sigma M_{JI(y)}]^2} = \\ = am_j R \omega^2 \sqrt{(3 \sin \alpha + \cos \alpha)^2 + (3 \cos \alpha - \sin \alpha)^2} = \\ = \sqrt{10} am_j R \omega^2.$$

$$\cos \psi_{\text{отн}} = \frac{|\Sigma M_{JI(x)}|}{\Sigma M_{JI}} = \frac{1}{\sqrt{10}} (3 \sin \alpha + \cos \alpha) = \cos(71,57^\circ - \alpha). \\ \psi_{\text{отн}} = 71,57^\circ - \alpha.$$

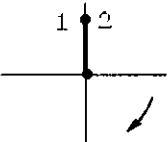
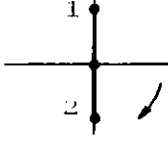
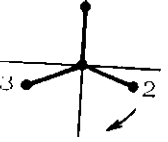
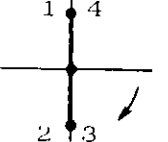
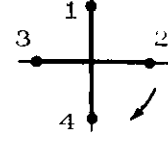
Для четвертого квадранта расположения вектора, найденного по знакам его проекций на координатные оси, угол опережения им плоскости XOZ $\psi_I = 360^\circ - \psi_{\text{отн}} = 360^\circ - 71,57^\circ + \alpha = \alpha + 288,43^\circ$. Плоскость действия момента опережает плоскость XOZ на угол $\psi_{II} = \psi_I + 90^\circ = (\alpha + 288,43^\circ) + 90^\circ = \alpha + 378,43^\circ = \alpha + 18,43^\circ$.

$$\Sigma M_{JI(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\ \times \sum_{i=1}^4 h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda [b \cos 2\alpha + \\ + (b + a) \cos 2(\alpha + 90^\circ) + (b + 2a) \cos 2(\alpha + 270^\circ) + \\ + (b + 3a) \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = 0;$$

$$\Sigma M_{JI(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_I} h_{iI} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda \times \\ \times \sum_{i=1}^4 h_{iI} \cos 2(\alpha + \delta_i) = m_j R \omega^2 \lambda [0 \cdot \cos 2\alpha + \\ + a \cos 2(\alpha + 90^\circ) + 2a \cos 2(\alpha + 270^\circ) + \\ + 3a \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = 0;$$

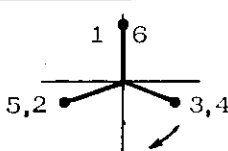
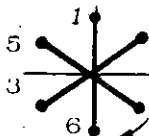
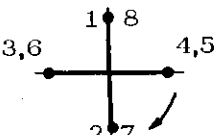
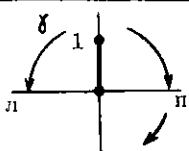
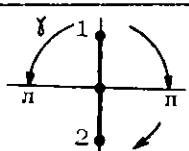
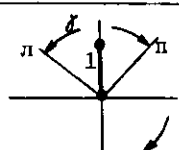
$$\Sigma M_{JI} = \sqrt{[\Sigma M_{JI(x)}]^2 + [\Sigma M_{JI(y)}]^2} = 0.$$

Табл. 12.2. Уравновешенность поршневых

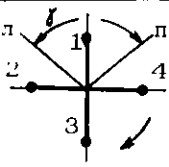
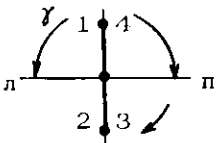
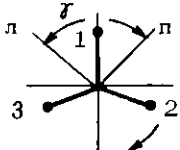
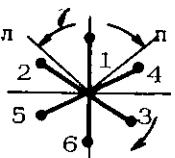
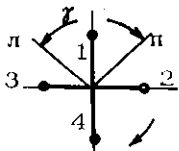
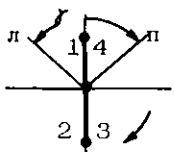
Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между рядами цилиндров, град	Угол между кривошипами, град	Однорядные		
				Результирующие силы		
				ΣP_{II}		ΣP_{III}
				величина	направление φ , град	величина
1	2	3	4	5	6	7
2			0	$2m_j R \omega^2 \lambda \times \cos \alpha$	0 (направление осей цилиндров)	$2m_j R \omega^2 \lambda \times \cos 2\alpha$
2			180	0		$2m_j R \omega^2 \lambda \times \cos 2\alpha$
3			120	0		0
4			180	0		$4m_j R \omega^2 \lambda \times \cos 2\alpha$
4			90	0		0

автомобильных и тракторных двигателей

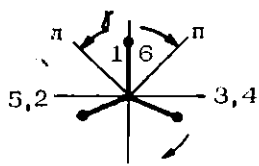
двигатели								
инерции			Результирующие моменты от сил инерции					
ΣP_{jII}	ΣK_r		ΣM_{jI}		ΣM_{jII}		ΣM_r	
направление φ_{jII} , град	величина	направление φ_r , град	величина	положение плоскости действия φ_{jI} , град	величина	положение плоскости действия φ_{jII} , град	величина	положение плоскости действия φ_{rII} , град
8	9	10	11	12	13	14	15	16
0 (направление осей цилиндра)	$2m_r \times \omega^2$	α (вращающееся направление кривошипа)	0		0		0	
0 (направление осей цилиндра)	0	$-am_j R \times \omega^2 \cos \alpha$	0 (плоскость осей цилиндра)		0	$am_r \times \omega^2$	α (вращающаяся плоскость кривошипа)	
	0	$-\frac{1}{2} am_j \times R \omega^2 \times (3 \cos \alpha - \sqrt{3} \sin \alpha)$	0 (плоскость осей цилиндра)	$-\frac{1}{2} am_j \times R \omega^2 \times (3 \cos 2\alpha + \sqrt{3} \sin 2\alpha)$	0 (плоскость осей цилиндра)	$\sqrt{3} \times am_r \times \omega^2$	$\alpha + 30$ (вращающаяся плоскость)	
0 (направление осей цилиндра)	0		0		0		0	
	0	$-am_j \times R \omega^2 \times (3 \cos \alpha - \sin \alpha)$	0 (плоскость осей цилиндра)		0	$\sqrt{10} \times am_r \times \omega^2$	$\alpha + 18.43$ (вращающаяся плоскость)	

1	2	3	4	5	6	7
6		120	0			
6		60	0			
8		90	0			
Двухрядные						
2		180	0	$2m_j R \omega^2 \times \cos \alpha$	0 (направление осей цилиндров)	0
2		180	180	0		0
2		90	0	$m_j R \omega^2$	α (вращающееся направление кривошипа)	$\sqrt{2} m_j R \times \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$

8	9	10	11	12	13	14	15	16
	0		0		0		0	
	0	$-am_j R\omega^2 \times$ $\times (3 \cos \alpha -$ $- \sqrt{3} \sin \alpha)$	0 (плос- кость осей ци- линдров)		0	$2 \sqrt{3} a \times$ $\times m_r R\omega^2$	$\alpha + 30$ (вращаю- щаяся плос- кость)	
	0		0		0		0	
двигатели								
	$m_r R\omega^2 \times$ $\times (m_r - m_k +$ $+ 2m_B)$	α (враща- ющееся направ- ление криво- шипца)	$bm_j R\omega^2 \times$ $\times \cos \alpha$	0 (плос- кость осей ци- линдров)	$-bm_j \times$ $\times R\omega^2 \lambda \times$ $\times \cos 2\alpha$	0 (плос- кость осей ци- линдров)	0	
	0		$-bm_j \times$ $\times R\omega^2 \times$ $\times \cos \alpha$	0 (плос- кость осей ци- линдров)	$-bm_j \times$ $\times R\omega^2 \lambda \times$ $\times \cos 2\alpha$	0 (плос- кость осей ци- линдров)	$bm_r \times$ $\times R\omega^2$	α (враща- ющаяся плос- кость криво- шпипов)
315 (горизон- тальная плос- кость)	$m_r R\omega^2$ ($m_r =$ $= m_k +$ $+ 2m_B$)	α (вращаю- щееся на- правление криво- шпипа)	$-bm_j \times$ $\times R\omega^2 \times$ $\times \sin \alpha$	90 (плос- кость YOZ)	$bm_j \times$ $\times R\omega^2 \lambda \times$ $\times \cos 2\alpha$	90 (плос- кость YOZ)	0	

1	2	3	4	5	6	7
4		90	90	0		$2\sqrt{2} m_j R \times \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$
4		180	180	0		0
6		90	120	0		0
6		60	60	0		0
8		90	90	0		0
8		90	180	0		$4\sqrt{2} m_j R \omega^2 \lambda \times \cos 2\alpha$

8	9	10	11	12	13	14	15	16
45 (вертикальная плоскость)	0	$\sqrt{2} am_j \times \times R \omega^2 \times \times \cos \alpha$	135 (горизонтальная плоскость)	$\sqrt{a^2 + \frac{1}{4}(a+2b)^2} \times \times m_j R \omega^2 \times \times \lambda \cos 2\alpha$	$90 - \arccos \frac{a+2b}{\sqrt{a^2 + \frac{1}{4}(a+2b)^2}} \times$	$\sqrt{2} a \times \times m_r \times \times R \omega^2$	$\alpha + 135$ (вращающаяся плоскость)	
	0	0		$-2bm_j R \times \times \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ (плоскость осей цилиндров)	0	0		
	0	$\sqrt{3} am_j \times \times R \omega^2$	$\alpha + 30$ (вращающаяся плоскость)	$\frac{1}{2} am_j \times \times R \omega^2 \lambda \times \times (3 \cos \alpha \times \times 2\alpha + \sqrt{3} \times \times \sin 2\alpha)$	135 (горизонтальная плоскость)	$21\sqrt{3} a \times \times m_r R \times \times \omega^2$ ($m_r = \frac{1}{2} m_h + m_B$)	$\alpha + 30$ (вращающаяся плоскость)	
	0	$\frac{3}{2} am_j \times \times R \omega^2$	α (вращающаяся плоскость)	$\frac{3}{2} am_j \times \times R \omega^2$	-2α (вращающаяся с угловой скоростью (-2ω))	$3am_r R \times \times \omega^2$ ($m_r = \frac{1}{2} m_h + m_B$)	α (вращающаяся плоскость)	
	0	$\sqrt{10} a \times \times m_j R \omega^2$	$\alpha + 18,43$ (вращающаяся плоскость)	0		$\sqrt{10} am_r \times \times R \omega^2$	$\alpha + 18,43$ (вращающаяся плоскость)	
315 (горизонтальная плоскость)	0	0	0	$\frac{21\sqrt{9a^2 + \frac{1}{4}(3a+2b)^2}}{(3a+2b)^2} \times \times m_j R \omega^2 \times \times \cos 2\alpha$	$\arccos \frac{3a+2b}{\sqrt{9a^2 + \frac{1}{4}(3a+2b)^2}} \pm 90^\circ$	0		

1	2	3	4	5	6	7
12		Пронз- воль- ный	120	0		0

$$\begin{aligned}\Sigma M_{r(x)} &= -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^4 h_i \sin(\alpha + \delta_i) = -m_r R \omega^2 [0 \cdot \sin \alpha + a \sin(\alpha + 90^\circ) + \\ &+ 2a \sin(\alpha + 270^\circ) + 3a \sin(\alpha + 180^\circ)] = \\ &= -am_r R \omega^2 (3 \sin \alpha + \cos \alpha);\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_{r(y)} &= m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{кр}}} h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 \times \\ &\times \sum_{i=1}^4 h_i \cos(\alpha + \delta_i) = m_r R \omega^2 [0 \cdot \cos \alpha + a \cos(\alpha + 90^\circ) + \\ &+ 2a \cos(\alpha + 270^\circ) + 3a \cos(\alpha + 180^\circ)] = \\ &= -am_r R \omega^2 (3 \cos \alpha - \sin \alpha);\end{aligned}$$

$$\Sigma M_r = \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2} = \sqrt{10} am_r R \omega^2.$$

$$\begin{aligned}\cos \psi_{\text{ротн}} &= \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r} = \frac{1}{\sqrt{10}} (3 \sin \alpha + \\ &+ \cos \alpha) = \cos (71,57^\circ - \alpha); \\ \psi_{\text{ротн}} &= 71,57^\circ - \alpha.\end{aligned}$$

Для четвертого квадранта расположения вектора, найденного по знакам его проекций на координатные оси, угол опережения нм плоскости XOZ $\psi_r = 360^\circ - \psi_{\text{ротн}} = 360^\circ - 71,57^\circ + \alpha = \alpha + 288,43^\circ$. Плоскость действия момента опережает плоскость XOZ на угол $\psi_{\text{рп}} = \psi_r + 90^\circ = (\alpha + 288,43^\circ) + 90^\circ = \alpha + 18,43^\circ$.

8	9	10	11	12	13	14	15	16
	0		0		0		0	

Следовательно, силы инерции второго порядка не создают неуравновешенного момента, а силы инерции первого порядка и центробежные силы инерции создают постоянные по величине моменты, действующие в одной и той же вращающейся плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на постоянный угол $18,43^\circ$.

12.6. МЕТОДЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Выявленные при анализе уравновешенности поршневых двигателей неуравновешенные силы инерции и моменты от них могут быть полностью или частично уравновешены. При этом прежде всего следует уравновешивать более опасные по величине и частоте изменения силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого порядка и центробежные силы инерции, а также моменты инерции от этих сил.

Уравновешивание современных автомобильных и тракторных двигателей (табл. 12.2) может быть осуществлено одним из следующих способов.

1. Изменением конструктивной схемы двигателя, т. е. выбором такого расположения цилиндров и кривошипной схемы коленчатого вала, чтобы переменные по величине или направлению силы инерции и их моменты взаимно уравновешивались при выполнении условия равномерности чередования одноименных процессов в цилиндрах.

2. Созданием с помощью дополнительных движущихся масс (противовесов) новых сил (моментов) инерции, в любой момент времени равных по величине и противоположных по направлению уравновешиваемым силам (моментам).

Первый способ является более рациональным, так как не требует дополнительных устройств с противовесами.

Однако в некоторых случаях требования, предъявляемые к двигателям потребителями (например, требования по габаритам), не позволяют решить задачу уравнивания полностью лишь выбором рациональной конструктивной схемы. В таких случаях приходится прибегать ко второму способу.

По второму способу уравнивание сил инерции может быть осуществлено либо с помощью дополнительных возвратно-поступательно движущихся масс (метод холостого цилиндра), либо с помощью дополнительных вращательно движущихся масс, размещенных на дополнительных валах (метод Ланчестера). Последний метод наиболее часто применяется в автомобильных и тракторных двигателях. Рассмотрим применение этого метода на примере уравнивания одноцилиндрового двигателя (рис. 12.15).

В одноцилиндровом двигателе неуравновешенными являются силы инерции P_{ji} , P_{jII} , K_r .

Силы инерции первого P_{ji} и второго P_{jII} порядков можно полностью уравновесить при помощи системы добавочных противовесов. Сила $P_{ji} = m_j R \omega^2 \cos \alpha$ уравнивается установкой двух противовесов массой $m_{пр1}$ на двух параллельных оси коленчатого вала и симметрично расположенных относительно оси цилиндра дополнительных валах, вращающихся в противоположные стороны с угловой скоростью коленчатого вала ω . Противовесы устанавливаются так, что в любой момент времени они составляют с вертикалью угол, равный углу поворота коленчатого вала α .

При вращении каждый противовес массой $m_{пр1}$ создает центробежную силу $K_{пр1}$:

$$K_{пр1} = m_{пр1} \rho_1 \omega^2,$$

где ρ_1 — расстояние от оси вращения противовеса до центра тяжести его.

Раскладывая векторы двух сил $K_{пр1}$ на горизонтальные y_1 и вертикальные x_1 составляющие, видим, что при любом значении угла α силы y_1 взаимно уравниваются, а силы x_1 дают равнодействующую $R_1 = 2x_1 = 2K_{пр1} \cos \alpha = 2m_{пр1} \rho_1 \omega^2 \cos \alpha$.

Сила R_1 , как и сила P_{ji} , изменяется по гармоническому закону, действует по оси цилиндра, но в противо-

ния сил P_{jII} , имеющие противовесы массой $m_{пр2}$, расположенные на расстоянии ρ_2 от осей вращения, вращаются в противоположные стороны с удвоенной угловой скоростью коленчатого вала (2ω). Противовесы устанавливаются так, чтобы они при вращении в любой момент составляли с вертикалью угол 2α (точнее, $180^\circ \mp 2\alpha$).

Равнодействующая горизонтальных составляющих сил инерции противовесов массой $m_{пр2}$ будет равна нулю, а равнодействующая вертикальных составляющих $R_2 = 2x_2 = 2K_{пр2} \cos 2\alpha = 2m_{пр2}\rho_2(2\omega)^2 \cos 2\alpha$ будет уравновешивать силу $P_{jII} = m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ при условии, что $2m_{пр2}\rho_2(2\omega)^2 \cos 2\alpha = m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$. Откуда имеем следующую формулу для определения требуемой массы противовеса:

$$m_{пр2} = \frac{1}{8} m_j \lambda \frac{R}{\rho_2}.$$

Обычно сила P_{jII} в одноцилиндровых двигателях не уравнивается, а сила P_{ji} иногда частично уравнивается с помощью противовесов на валу двигателя (на щеках), при этом возникает дополнительная неуравновешенная сила инерции первого порядка в горизонтальной плоскости, равная горизонтальной составляющей силы инерции противовесов.

Силу инерции вращающихся масс $K_r = m_r R \omega^2$ можно полностью уравновесить с помощью противовесов, устанавливаемых на щеках коленчатого вала со стороны, противоположной кривошипу, причем масса каждого противовеса $m_{пр}$ выбирается с соблюдением условия:

$2m_{пр}\rho\omega^2 = m_r R \omega^2$, откуда $m_{пр} = \frac{1}{2} m_r \cdot \frac{R}{\rho}$, где ρ — расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения.

Неуравновешенные моменты от сил инерции M_{ji} , M_{jII} и M_r , которые могут возникать в многоцилиндровых двигателях и действовать в продольных неподвижных или вращающихся плоскостях, уравниваются с помощью системы вращающихся противовесов аналогичным способом.

Для уравнивания момента от сил инерции первого порядка M_{ji} , действующего в неподвижной плоскости, требуются две пары противовесов на двух дополнительных валах, параллельных оси коленчатого ва-

ла, симметрично расположенных относительно плоскости действия уравнивающего момента и вращающихся в противоположные стороны с угловой скоростью коленчатого вала.

Для уравнивания этого же момента, действующего во вращающейся плоскости, так же как и момента от центробежных сил M_r , который всегда действует во вращающейся плоскости, проходящей через ось коленчатого вала, достаточно только двух противовесов, размещенных в плоскости действия момента на продолжении двух крайних щек коленчатого вала.

Момент от сил инерции второго порядка M_{jII} , действующий чаще всего в неподвижной плоскости, может быть уравновешен с помощью двух пар противовесов на двух дополнительных валах, вращающихся в противоположные стороны с удвоенной угловой скоростью коленчатого вала (2ω) и расположенных симметрично относительно плоскости действия уравнивающего момента.

Рассмотренные методы позволяют установить теоретическую уравновешенность поршневого двигателя от сил инерции, хотя и с некоторым заранее принятым приближением, так как не учитываются силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс выше второго порядка, а также возможные отклонения масс и размеров одноименных движущихся деталей в разных цилиндрах двигателя, упругая деформация коленчатого вала, неравномерность вращения коленчатого вала, вызванная неравномерностью крутящего момента, и другие факторы.

В результате действительная уравновешенность двигателя может существенно отличаться от теоретической. С целью приближения действительной уравновешенности к теоретической в производстве двигателей предусматривается ряд конструкторско-технологических мер: коленчатый вал делают как можно более жестким, возвратно-поступательно движущиеся детали при сборке подбирают комплектно с наименьшей разницей масс комплектов в разных цилиндрах одного двигателя, на размеры деталей кривошипно-шатунного механизма устанавливаются как можно меньшие допустимые отклонения, вращательно движущиеся детали тщательно балансируют, а коленчатые валы и маховики подвергают динамической балансировке.

12.7. РАВНОМЕРНОСТЬ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА И ХОДА ДВИГАТЕЛЯ

Равномерность крутящего момента. Суммарный индикаторный крутящий момент двигателя даже при установившемся режиме работы является величиной переменной и представляет периодическую функцию угла поворота коленчатого вала α с периодом изменения θ .

Показателем степени изменения величины суммарного индикаторного крутящего момента двигателя служит *коэффициент неравномерности* μ :

$$\mu = \frac{M_{i\max} - M_{i\min}}{M_{i\text{ср}}},$$

где $M_{i\max}$ и $M_{i\min}$ — максимальный и минимальный индикаторные крутящие моменты; $M_{i\text{ср}}$ — средний индикаторный крутящий момент. Коэффициент μ изменяется у одного и того же двигателя с изменением режима его работы.

Для сравнительной оценки равномерности крутящего момента различных двигателей обычно сопоставляют значения коэффициентов неравномерности каждого из них, определенные для режима максимальной мощности. Равномерность будет большей в двигателе, для которого коэффициент неравномерности меньше (рис. 12.16).

Равномерность крутящего момента возрастает с увеличением числа цилиндров двигателя (коэффициент неравномерности при этом быстро уменьшается).

При заданном числе цилиндров максимальная равномерность крутящего момента двигателя может быть достигнута соответствующим выбором конструктивной схемы кривошипно-шатунного механизма, обеспечивающей равномерное чередование вспышек в цилиндрах (при прочих равных условиях).

Индикаторный крутящий момент двигателя в любой момент времени уравнивается моментом сопротивления, приложенным к коленчатому валу, и моментом инерции всех движущихся масс, связанных с коленчатым валом:

$$M_i = M_{\text{сопр}} + I_0 \frac{d\omega}{dt}, \quad (12.74)$$

где $M_{\text{сопр}}$ — момент сопротивления на коленчатом валу; I_0 — момент инерции всех движущихся масс, приведен-

ный к оси коленчатого вала, в приближенных расчетах принимается равным моменту инерции маховика; $d\omega/dt$ — угловое ускорение коленчатого вала в рассматриваемый момент.

Так как периоды и характер изменения момента сопротивления и крутящего момента обычно не совпадают, неизбежно возникновение колебания (изменения) угловой скорости вращения вала.

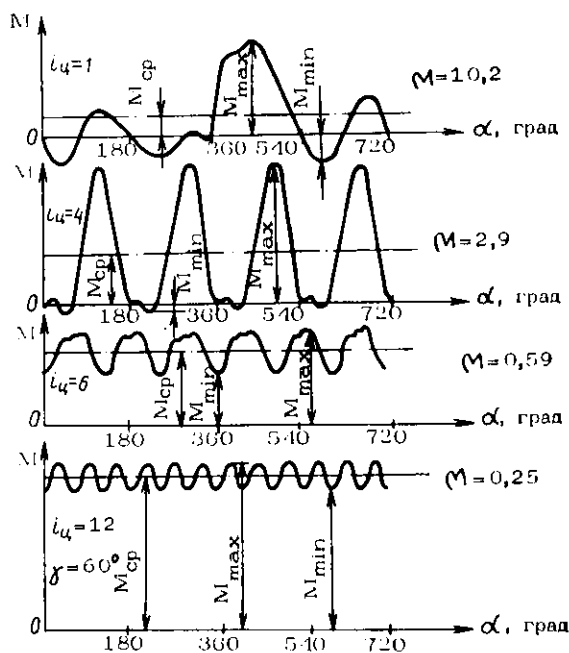


Рис. 12.16. Сравнение графиков крутящего момента одно- и многоцилиндровых двигателей

Для установившегося режима работы момент сопротивления можно считать постоянным и равным среднему значению индикаторного крутящего момента двигателя, т. е. $M_{сопр} \approx M_{icp}$.

Равномерность хода. Из уравнения (12.74) с учетом последнего приближения имеем

$$M_i - M_{icp} = I_0 \frac{d\omega}{dt}, \quad (12.75)$$

откуда видно, что если $M_i > M_{icp}$, то коленчатый вал имеет положительное ускорение, т. е. угловая скорость его увеличивается, и наоборот, если $M_i < M_{icp}$, то угловая скорость вала уменьшается. При $M_i = M_{icp}$ $I_0 d\omega/dt = 0$, т. е. $d\omega/dt = 0$, и угловая скорость коленчатого вала $\omega = \omega_{max}$ или $\omega = \omega_{min}$.

Значение углового ускорения можно представить в виде

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\omega}{d\alpha}.$$

Тогда уравнение (12.75) примет вид

$$(M_i - M_{icp}) d\alpha = I_0 \omega d\omega. \quad (12.76)$$

Интегрируя левую и правую части уравнения (12.76) в пределах α_1 и α_2 , а также ω_{min} и ω_{max} , соответственно имеем

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_i - M_{icp}) d\alpha = I_0 \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \omega d\omega = I_0 \frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2}. \quad (12.77)$$

Интеграл $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_i - M_{icp}) d\alpha$ представляет величину избыточной работы крутящего момента $L_{изб}$, соответствующей заштрихованной площади F_1 на участке $a - b$ (рис. 12.17).

Величина $I_0 \frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2}$ есть приращение кинетической

энергии движущихся масс, связанных с коленчатым валом двигателя, вызванное изменением его угловой скорости от ω_{min} до ω_{max} .

Изменение угловой скорости коленчатого вала за цикл при установившемся режиме работы двигателя называется *неравномерностью вращения* (или *неравномерностью хода*). Неравномерность вращения оценивается коэффициентом (степенью) неравномерности δ_n :

$$\delta_n = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}, \quad (12.78)$$

где $\omega_{cp} \approx \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$ — средняя угловая скорость вращения вала (сделано некоторое приближение на нелинейность функции).

Преобразуя выражение (12.78), имеем

$$\delta_v = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}} \cdot \frac{\omega_{cp}}{\omega_{cp}} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}} \times \\ \times \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2\omega_{cp}} = \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2\omega_{cp}^2},$$

откуда $\delta_v \omega_{cp}^2 = \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2}.$

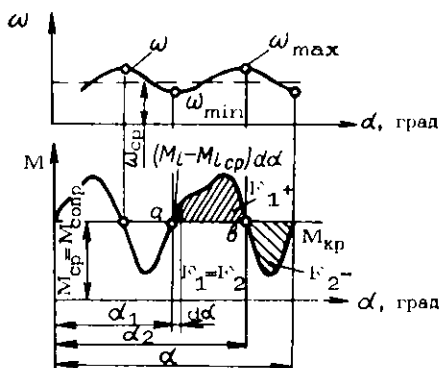


Рис. 12.17. Графики изменения крутящего момента и угловой скорости вращения коленчатого вала

Подставляя в уравнение (12.77), получим

$$L_{изб} = I_0 \omega_{cp}^2 \delta_v, \quad (12.79)$$

откуда $\delta_v = \frac{L_{изб}}{I_0 \omega_{cp}^2}$

или, так как $\omega_{cp} = \frac{\pi n}{30},$

$$\delta_v = \frac{900 L_{изб}}{I_0 \pi^2 n^2}. \quad (12.80)$$

12.7.1. Расчет маховика

Основным назначением маховика является обеспечение равномерности хода двигателя. При проектировании нового двигателя по выбранной степени неравномерности δ_n определяется маховый момент маховика и его основные размеры. Выбрав степень неравномерности, с помощью уравнения (12.80) можно найти с некоторым приближением момент инерции массы маховика I_m ($I_m \approx I_0$, так как I_m обычно значительно больше момента инерции других деталей двигателя, связанных с коленчатым валом).

$$I_m \approx \frac{900 L_{н.зб}}{\pi^2 n^2 \delta_n}, \quad (12.81)$$

где n — частота вращения коленчатого вала, 1/мин.

Поскольку маховик представляет тело вращения, момент инерции его определяется формулой

$$I_m = m_m r_{cp}^2 = \frac{1}{4} m_m D_{cp}^2,$$

где m_m — масса маховика, кг; $D_{cp} = 2r_{cp}$ — средний диаметр маховика (диаметр окружности центров тяжести сечений маховика); $m_m D_{cp}^2$ — маховый момент, кг·м².

Подставляя в выражение (12.81), получим следующую расчетную формулу для определения махового момента маховика по заданной степени неравномерности вращения коленчатого вала:

$$m_m D_{cp}^2 = 3600 \frac{L_{н.зб}}{\pi^2 n^2 \delta_n}. \quad (12.82)$$

При расчете маховика степенью неравномерности вращения коленчатого вала обычно задаются в пределах $\delta_n = 0,003 \dots 0,020$ (большие значения — для автомобильных карбюраторных двигателей).

Момент инерции маховика должен быть таким, чтобы обеспечивалась работа двигателя при наименьшей устойчивой частоте вращения холостого хода. Из этих условий и выбирается наибольшее допустимое значение неравномерности хода. При малых допустимых значениях δ_n момент инерции маховика может оказаться излишне большим, что ухудшит приемность двигателя и раз-

гон автомобиля. При больших допустимых значениях δ_v момент инерции маховика может оказаться излишне малым, затрудняющим трогание автомобиля с места.

Определение размеров маховика, исходя из допустимой степени неравномерности хода и по величине его махового момента для многоцилиндровых быстроходных двигателей, даст малые величины, не позволяющие разместить на маховике диск сцепления требуемого диаметра. Поэтому размер диаметра маховика выбирается из условия размещения диска сцепления, т. е. из конструктивных соображений, с последующим поверочным расчетом по условию обеспечения заданной неравномерности вращения и по условию трогания машины с места.

Глава 13. КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Во время работы двигателя на каждый кривошип действуют непрерывно и периодически изменяющиеся тангенциальная T и нормальная K силы, вызывающие в упругой системе масс коленчатого вала соответственно крутильные (от сил T) и изгибные (от сил K) колебания.

При недостаточной жесткости коленчатого вала знакопеременные напряжения, вызываемые крутильными и изгибными колебаниями, могут привести к усталостной поломке вала, в особенности при совпадении периода собственных колебаний сосредоточенных на валу масс с периодом изменения действующих сил (случай резонанса). Поскольку резонансный режим в автотракторных двигателях может находиться в рабочем диапазоне частот вращения, возникает необходимость в поверочных расчетах выбранных конструкций к.ш.м. на изгибные и крутильные колебания коленчатого вала. Так как у обычных конструкций к.ш.м. изгибные колебания коленчатого вала менее опасны, поверочный расчет следует прежде всего выполнять на крутильные колебания. Дополнительные напряжения от крутильных колебаний возникают не только в деталях к.ш.м., но и в деталях всех жестких приводов от него к различным механизмам.

Крутильными колебаниями называются периодические угловые колебания сосредоточенных на валу масс, вызывающие закручивание отдельных участков вала.

Расчет на крутильные колебания сводится к выявлению критических (резонансных) частот вращения вала и к определению напряжений в нем при резонансе. Расчет состоит из следующих этапов:

1) замены реальной системы масс, связанных жестким приводом с коленчатым валом (в том числе и массы вала), упрощенной расчетной (или эквивалентной) системой;

2) определения частот и относительных амплитуд свободных (собственных) крутильных колебаний расчетной системы;

3) гармонического анализа крутящих моментов от сил газов и сил инерции, действующих на колена вала, и оценки моментов от внутренних сопротивлений двигателя;

4) определения резонансных режимов и амплитуд колебаний масс расчетной системы при резонансе;

5) определения напряжений и запаса прочности коленчатого вала с учетом крутильных колебаний;

6) выбора метода ликвидации или частичного уменьшения недопустимо больших напряжений, возникающих от крутильных колебаний.

13.2. РАСЧЕТ И СОСТАВЛЕНИЕ СХЕМЫ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ СИСТЕМЫ

Общие сведения. Для нахождения частот и амплитуд свободных крутильных колебаний коленчатого вала действительную систему масс (массы к.ш.м., а также массы других деталей, жестко связанных с коленчатым валом) приходится заменять упрощенной расчетной системой, состоящей из одного или нескольких цилиндрических участков вала с насаженными на них дисками (сосредоточенными массами). При этом необходимо, чтобы при приведении были сохранены соответствующие моменты инерции масс и жесткости элементов вала между ними, т. е. чтобы приведенная система была динамически эквивалентна действительной.

Приведение действительной системы масс к расчет-

ной сводится к определению приведенных длин элементов вала и моментов инерции сосредоточенных масс.

Приведение длин. Наружный и внутренний диаметры эквивалентного расчетного вала выбираются равными соответствующим диаметрам коренных шеек коленчатого вала. Длины же участков эквивалентного вала между сосредоточенными эквивалентными массами рассчитываются из условия равенства крутильных жесткостей соответствующих участков эквивалентного расчетного и действительного валов, т. е. из условия равенства потенциальных энергий закручивания их одинаковыми моментами.

Крутильной жесткостью вала называется отношение приложенных к его концам крутящих моментов к углу относительного закручивания крайних сечений.

$$c = \frac{M}{\varphi} = \frac{G I_p}{l},$$

где M — крутящий момент (или алгебраическая сумма моментов); φ — угол относительного закручивания сечений вала; G — модуль сдвига; I_p — полярный момент инерции сечения вала; l — длина вала между приложенными моментами.

Величина $1/c$, обратная крутильной жесткости, называется *крутильной податливостью вала*.

Из условия равенства крутильных жесткостей действительного c и эквивалентного расчетного c_0 участков вала

$$c = c_0 = \frac{G I_p}{l} = \frac{G I_{p0}}{l_0}$$

нетрудно определить приведенную длину эквивалентного участка расчетного вала

$$l_0 = l \frac{I_{p0}}{I_p},$$

если известны длина действительного участка вала l и полярные моменты инерции сечений действительного I_p и эквивалентного расчетного I_{p0} валов.

В общем случае полярный момент инерции сечения цилиндрического полого вала с концентрическим внутренним отверстием определяется по формуле

$$I_p = \frac{\pi}{32} (d_n^4 - d_b^4),$$

а приведенная длина эквивалентного участка такого вала

$$l_0 = l \frac{d_{n0}^4 - d_{b0}^4}{d_n^4 - d_b^4}.$$

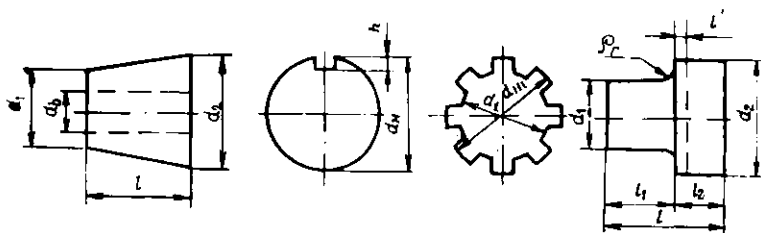


Рис. 13.1. Возможная геометрия элементов коленчатого вала, учитываемая при приведении длин

В частном случае, если приводимый участок вала не полый ($d_b = 0$),

$$l_0 = l \frac{d_{n0}^4}{d_n^4}.$$

Если приводимый участок вала конический (рис. 13.1) с небольшой разностью диаметров (уклон не более 15%), с некоторой погрешностью его можно считать цилиндрическим, имеющим средний диаметр $d_{cp} = (d_1 + d_2)/2$, и приведенную длину эквивалентного участка расчетного вала определять по формуле

$$l_0 = l \frac{d_{n0}^4 - d_{b0}^4}{d_{cp}^4 - d_b^4}.$$

Если приводимый участок конического вала имеет большую разность наружных диаметров, то приведенная длина соответствующего эквивалентного участка расчетного вала определяется по формуле

$$l_0 = \frac{l}{3} \cdot \frac{d_{n0}^4}{d_1^4} m(m^2 + m + 1),$$

где $m = d_1/d_2$.

Влияние шпоночных канавок и шлицев на приводимом участке действительного вала учитывается путем уменьшения действительного наружного диаметра вала d_n на величину kh , где k — коэффициент, зависящий от числа канавок на валу (при одной шпоночной канавке $k=0,5$; при двух — $k=1$, при шлицах — $k=2$); h — глубина канавок или высота шлицев.

Если приводимый участок действительного вала ступенчатый, то в месте перехода возникают местные деформации, которые следует учитывать введением поправки длины l' . На величину l' следует увеличить длину приводимого участка вала меньшего диаметра и укоротить длину участка вала большего диаметра, так как ближайшие к месту перехода наружные части вала большего диаметра не участвуют в упругой деформации кручения.

Длины же соответствующих эквивалентных участков расчетного вала определяются (в этом случае) по формулам:

$$l_{01} = (l_1 + l') \frac{l_{p0}}{l_{p1}}; \quad l_{02} = (l_2 - l') \frac{l_{p0}}{l_{p2}}.$$

Поправка длины зависит от отношения наружных диаметров участков вала d_2/d_1 и радиуса галтели ρ_r в месте перехода, например: при $\rho_r=0$ $d_2/d_1=1,0 \dots 1,5$, $l/d_1 > 2$, $l' = (0,00 \dots 0,12) d_1$. Более точно величину l' можно найти лишь экспериментально.

При приведении длин сложные участки действительного вала следует разбивать на элементарные, имея в виду, что угол закручивания сложного участка вала под действием момента равен сумме углов закручивания его элементарных участков: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \dots + \varphi_n$, т. е. $M/c = M/c_1 + M/c_2 + M/c_3 + \dots + M/c_n$,

откуда
$$\frac{1}{c} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i}.$$

Поэтому суммарная податливость такого сложного участка коленчатого вала, каким является его кривошип, равна сумме податливостей коренной и шатунной шеек и двух щек, т. е.

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

Приведенная длина сложного участка эквивалентного расчетного вала, очевидно, будет равна сумме приведенных длин его элементарных частей:

$$l_0 = \frac{Gl_{p0}}{c} = \sum_{i=1}^n \frac{Gl_{pi}}{c_i} = \sum_{i=1}^n l_{0i}.$$

Для автотракторных двигателей близкие к действительности результаты получаются при подсчете приведенной длины одного колена вала (рис. 13.2) по полуэмпирической формуле С. С. Зиманенко

$$l_0 = (l_{к.ш} + 0,6 \frac{h}{l_{к.ш}} d_{к.ш}) + (0,8 l_{ш.ш} + 0,2 \frac{b}{R} d_{к.ш}) \times \\ \times \frac{d_{к.ш}^4 - d_{к.ш.в}^4}{d_{ш.ш}^4 - d_{ш.ш.в}^4} + \frac{R}{\Phi} \cdot \frac{d_{к.ш}^4 - d_{к.ш.в}^4}{hb^3},$$

где $l_{к.ш}$, $l_{ш.ш}$ — соответственно длина коренной и шатунной шеек; $d_{к.ш}$, $d_{к.ш.в}$ — наружный и внутренний диаметры ко-

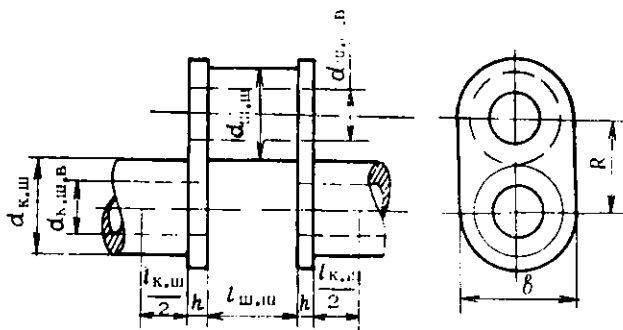


Рис. 13.2. Принципиальная конструкция кривошипа коленчатого вала, учитываемая при приведении длин

ренной шейки, $d_{ш.ш}$, $d_{ш.ш.в}$ — наружный и внутренний диаметры шатунной шейки; R — радиус кривошипа; Φ

$V \frac{d_{ш.ш}}{R}$ — коэффициент, учитывающий влияние перекры-

тия сечений коренной и шатунной шеек вала; b , h —ширина и толщина щеки.

Приведение масс. Приведение основных масс, связанных с коленчатым валом двигателя, производится исходя из условия равенства моментов инерции действительных и приведенных масс, т. е. исходя из равенства кинетических энергий колебательного движения действительной и эквивалентной расчетной систем.

Приведение масс сводится к расчетному (по чертежам) или экспериментальному определению моментов инерции всех масс действительной системы (m_k ; m_B и m_J) и замене их равноценными по моментам инерции дисками или сосредоточенными массами.

Расчет момента инерции масс действительной системы заключается в определении моментов инерции отдельных элементов, имеющих форму простых геометрических тел, и последующем суммировании их:

$$I = \sum_{i=1}^n I_i.$$

Момент инерции коренной шейки коленчатого вала

$$I_{к.ш} = I_{рк.ш} l_{к.ш} \rho,$$

где $I_{рк.ш}$ — полярный момент инерции сечения коренной шейки; $l_{к.ш}$ — длина коренной шейки; ρ — плотность материала вала.

Момент инерции шатунной шейки относительно оси коленчатого вала

$$\begin{aligned} I_{ш.ш} &= I_0 + m_{ш.ш} R^2 = I_{рш.ш} l_{ш.ш} \rho + F_{ш.ш} l_{ш.ш} \rho R^2 = \\ &= (I_{рш.ш} + F_{ш.ш} R^2) l_{ш.ш} \rho, \end{aligned}$$

где I_0 — момент инерции шатунной шейки относительно ее оси; $m_{ш.ш}$ — масса шатунной шейки; R — радиус кривошипа; $l_{ш.ш}$ — длина шатунной шейки; $F_{ш.ш}$ — площадь поперечного сечения шатунной шейки.

Момент инерции щеки определяется как алгебраиче-

ская сумма моментов инерции ее элементов простой формы согласно формуле

$$I_{\text{щ}} = \sum_{i=1}^n (I_{0i} + m_i R_i^2),$$

где I_{0i} — момент инерции элемента щеки относительно оси, проходящей параллельно оси коленчатого вала через центр тяжести элемента; m_i — масса элемента щеки; R_i — радиус вращения центра тяжести элемента относительно оси коленчатого вала.

Момент инерции одного кривошипа

$$I_{\text{кр}} = I_{\text{к.ш}} + I_{\text{ш.ш}} + 2I_{\text{щ}}.$$

Если кривошип имеет противовесы, то их моменты инерции, определяемые так же, как и для щеки, тоже входят слагаемыми в момент инерции кривошипа.

Для подсчета полного момента инерции одного кривошипно-шатунного механизма необходимо учесть момент инерции от вращающейся части массы шатуна m_B и от приведенной к радиусу кривошипа возвратно-поступательно движущейся массы m_J . Причем, если масса m_B создает постоянный момент инерции относительно оси коленчатого вала, то масса m_J — переменный момент, зависящий от положения кривошипа (от угла α). При положениях поршня в в. м. т. и н. м. т. момент от массы m_J равен нулю. Поэтому в расчетах учитывается усредненный момент инерции от масс m_J и m_B , подсчитанный по приближенной формуле

$$I_{\text{п}} = (0,5m_J + m_B)R^2.$$

Следовательно, полный момент инерции от масс, жестко связанных с одним коленом вала, определяется формулой

$$I = I_{\text{кр}} + I_{\text{п}}.$$

В V-образных двигателях при подсчете момента инерции $I_{\text{п}}$ следует учитывать массы двух комплектов поршней и шатунов, сочлененных с одним коленом.

Если производится приведение к оси коленчатого вала момента инерции масс, расположенных на других валах, соединенных с коленчатым валом жесткой передачей, то при этом следует исходить из условия сохра-

нения кинетических энергий, для чего моменты инерции приводимых масс необходимо умножить на квадраты передаточных чисел приводов, т. е.:

$$\frac{I_a \omega_a^2}{2} = \frac{I_b \omega_b^2}{2},$$

откуда

$$I_a = I_b \left(\frac{\omega_b}{\omega_a} \right)^2 = I_b i_{ab}^2.$$

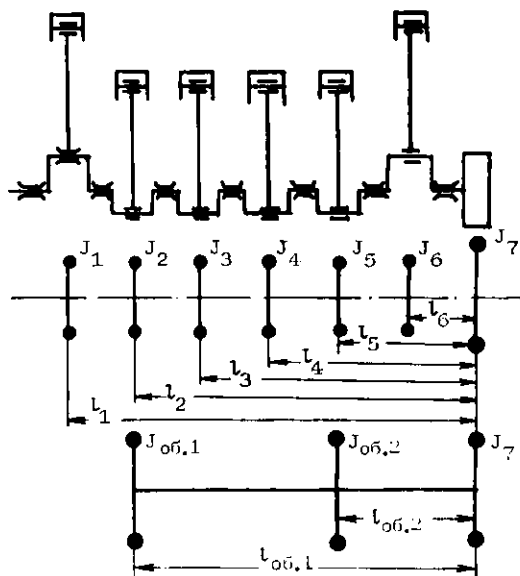


Рис. 13.3. Схема многомассовой крутильной системы колчатого вала и ее приведение

Составление схемы эквивалентной системы. Для составления схемы эквивалентной крутильной системы приведенные расчетные массы следует разместить на эквивалентном расчетном валу в местах сосредоточения масс действительной системы. К таким сосредоточенным массам относятся колена вала, маховик, шестерни привода и т. п.

Составленная таким образом схема эквивалентной системы для большинства поршневых автотракторных

двигателей получается многомассовой (число сосредоточенных масс больше трех). Поскольку расчет многомассовой крутильной системы очень сложен, на практике ее заменяют более простой путем объединения нескольких масс (рис. 13.3), что не приводит к большим погрешностям результатов расчета.

При объединении масс считают, что объединяющая масса находится в центре тяжести группы объединяемых масс.

Момент инерции объединяющей массы и ее удаление от базового сечения эквивалентного вала следует определять по формулам:

$$I_{об} = I_1 + I_2 + I_3 + \dots + I_n;$$

$$l_{об} = \frac{I_1 l_1 + I_2 l_2 + I_3 l_3 + \dots + I_n l_n}{I_1 + I_2 + I_3 + \dots + I_n}.$$

Например, для однорядных шестицилиндровых двигателей получается схема семимассовой эквивалентной системы (шесть моторных масс и одна масса маховика). Такая система для упрощения расчета заменяется путем объединения моторных масс на трехмассовую или двухмассовую. Погрешность результатов расчета при этом приемлема.

Следует иметь в виду при составлении эквивалентной системы, что все детали приводов от двигателя, изолированные от коленчатого вала каким-либо упругим элементом или карданным валом, в расчете коленчатого вала на крутильные колебания, как правило, не учитываются.

13.3. СВОБОДНЫЕ КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ

Общие сведения. Любая механическая система масс, соединенных между собой упругими связями, выведенная из состояния равновесия, колеблется относительно равновесного положения. Эти колебания при отсутствии внешних воздействий могут продолжаться бесконечно долго и называются *свободными* (или *собственными*). В реальных механических системах имеются сопротивления, поэтому свободные колебания постепенно затухают. Чтобы их поддерживать установившимися на определенном уровне, необходимо подводить к колеблющейся системе

кинетическую энергию для преодоления сопротивлений. Искусственно установившиеся свободные колебания можно наблюдать на коленчатых валах двигателей при резонансе, когда возбуждающий момент и момент сопротивления одинаковы по величине и противоположны по направлению в любой момент времени, т. е. взаимно уравниваются.

При свободных колебаниях системы без сопротивления кинетическая энергия сосредоточенных масс периодически переходит в потенциальную энергию упругих связей и обратно; при этом колебания всех масс системы происходят синхронно, с одинаковыми или противоположными фазами. Частота таких переходов (частота колебаний) зависит от моментов инерции отдельных масс и жесткости их связей.

Расчет свободных колебаний системы заключается в определении частот колебаний, число которых равно количеству степеней свободы системы. В эквивалентной крутильной системе число частот свободных колебаний на единицу меньше числа сосредоточенных масс (одномассовую крутильную систему можно рассматривать как двухмассовую с бесконечно большой одной из масс).

Одномассовая система. На выведенную из состояния равновесия одномассовую крутильную систему одновременно действуют два противоположно направленные и взаимно уравнивающиеся момента: момент сил инерции массы диска $M_{\text{и}}$ и момент сил упругости вала $M_{\text{у}}$ (рис. 13.4).

$$-M_{\text{и}} + M_{\text{у}} = 0.$$

Или, так как $M_{\text{и}} = -I d\varphi/dt^2$ и $M_{\text{у}} = c\varphi$, имеем дифференциальное уравнение свободных колебаний одномассовой крутильной системы

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} + c\varphi = 0,$$

или
$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \omega_c^2\varphi = 0,$$

где I — момент инерции массы диска относительно оси вращения; $c = \frac{GI_p}{l}$ — крутильная жесткость вала; I_p — полярный момент инерции сечения вала; $\omega_c = \sqrt{\frac{c}{I}}$ — круговая

частота свободных угловых колебаний; φ — текущее значение угла поворота сечения вала под сосредоточенной массой.

Как известно, общее решение полученного дифференциального уравнения записывается в виде

$$\varphi = \Phi \sin(\omega_c t + \varepsilon),$$

где Φ — амплитуда свободных угловых колебаний; ε — начальная фаза; t — время от начала отсчета.

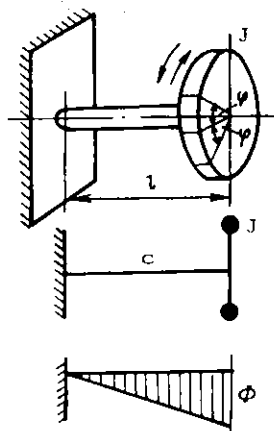


Рис. 13.4. Одномассовая крутильная система

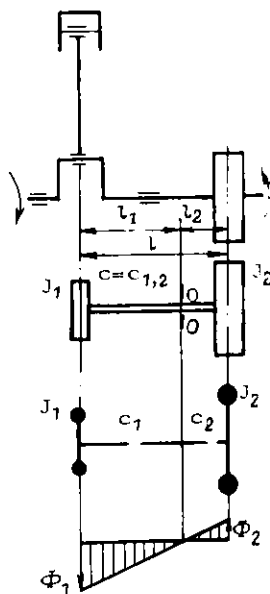


Рис. 13.5. Двухмассовая крутильная система

Период одного полного колебания $T = 2\pi/\omega_c$, а частота колебаний

$$n_c = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \omega_c = 0,159 \omega_c \text{ 1/c} = 9,55 \omega_c \text{ 1/мин.}$$

Как видно из полученных уравнений, свободные крутильные колебания (без затухания) являются гармоническими, причем круговая частота ω_c , период T и частота

та этих колебаний n_c зависят только от крутильной жесткости вала и момента инерции колеблющейся массы и не зависят от начальной амплитуды. Следовательно, при предварительном закручивании системы на разные углы амплитуды свободных крутильных колебаний будут различными, а период и частота останутся одними и теми же.

Откладывая по длине эквивалентного вала угловые амплитуды (максимальные угловые отклонения), можно получить график крутильных колебаний вала.

Двухмассовая система. Такая система приходит в колебательное движение относительно равновесного состояния после разового воздействия двух противоположно направленных моментов, приложенных к сосредоточенным массам (рис. 13.5). Колебания масс этой системы будут совершаться во взаимно противоположных направлениях с одинаковыми частотой и начальной фазой, но с различными амплитудами. При этом концы вала будут закручиваться в разные стороны, т. е. на валу будет иметь место одно неподвижное при колебаниях сечение (узел колебаний). Поэтому свободные крутильные колебания двухмассовой системы можно представить как колебания с одной общей собственной частотой двух одномассовых систем.

Определение углов поворотов сечений вала под сосредоточенными массами сводится к решению двух дифференциальных уравнений, описывающих свободные крутильные колебания каждой из масс соответственно:

$$I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) = 0;$$

$$I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,$$

где c — жесткость вала длиной l между массами.

Противоположные знаки у вторых слагаемых объясняются тем, что один и тот же момент упругости вала длиной l действует в противоположных направлениях по отношению к колеблющимся массам. Так как момент упругости вала одинаков по всей длине его, можно записать:

$$c(\varphi_1 - \varphi_2) = c_1 \varphi_1 = c_2 \varphi_2,$$

где c_1, c_2 — жесткости участков вала длиной l_1 и l_2 .

Решения дифференциальных уравнений колебаний масс могут быть записаны в виде:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \Phi_1 \sin(\omega_c t + \epsilon); \\ \varphi_2 &= \Phi_2 \sin(\omega_c t + \epsilon). \end{aligned} \right\}$$

Подставляя в дифференциальные уравнения выражения для φ_1 и φ_2 и их вторые производные, после сокращения на $\sin(\omega_c t + \epsilon)$ будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} -I_1 \Phi_1 \omega_c^2 + c(\Phi_1 - \Phi_2) &= 0; \\ -I_2 \Phi_2 \omega_c^2 - c(\Phi_1 - \Phi_2) &= 0. \end{aligned} \right\}$$

После почленного сложения правых и левых частей имеем

$$I_1 \Phi_1 + I_2 \Phi_2 = 0,$$

$$\text{откуда } \frac{\Phi_2}{\Phi_1} = -\frac{I_1}{I_2}; \quad \Phi_2 = -\Phi_1 \frac{I_1}{I_2}.$$

Подставляя полученное значение Φ_2 в любое из последней системы уравнений, получим выражение для круговой частоты свободных крутильных колебаний системы:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} \text{ рад/с.}$$

Период и частота колебаний системы определяются по формулам:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_c} = 2\pi \sqrt{\frac{I_1 I_2}{c(I_1 + I_2)}} \text{ с;}$$

$$n_c = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} \text{ 1/с} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} \text{ 1/мин.}$$

Исходя из условия равенства круговых частот колебаний обеих масс системы

$$\sqrt{\frac{c_1}{I_1}} = \sqrt{\frac{c_2}{I_2}} = \omega_c,$$

можем записать

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{I_1}{I_2} \quad \text{или} \quad \frac{\frac{G l_p}{I_1}}{\frac{G l_p}{I_2}} = \frac{I_1}{I_2},$$

$$\text{откуда } \frac{I_2}{I_1} = \frac{I_1}{I_2}.$$

Следовательно, узел колебаний делит вал на участки длиной l_1 и l_2 обратно пропорционально моментам инерции соответствующих масс.

Решая последнее уравнение совместно с уравнением $l = l_1 + l_2$, можно получить следующие выражения для нахождения расположения узла колебаний:

$$l_1 = \frac{J_2 l}{J_1 + J_2}; \quad l_2 = \frac{J_1 l}{J_1 + J_2}.$$

Откладывая по длине эквивалентного вала соответствующие угловые амплитуды, можно получить график свободных крутильных колебаний двухмассовой системы. Колебания двухмассовой системы называют также одноузловыми.

К двухмассовой системе в первом приближении могут быть приведены многомассовые крутильные системы.

Трехмассовая система. Дифференциальные уравнения, описывающие свободные крутильные колебания масс трехмассовой системы (рис. 13.6), имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) + c_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} - c_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0, \end{aligned} \right\}$$

где $c_{1,2}$, $c_{2,3}$ — крутильные жесткости левого и правого участков вала.

Решения дифференциальных уравнений в общем виде могут быть записаны так:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \Phi_1 \sin(\omega_c t + \epsilon); \\ \varphi_2 &= \Phi_2 \sin(\omega_c t + \epsilon); \\ \varphi_3 &= \Phi_3 \sin(\omega_c t + \epsilon). \end{aligned} \right\}$$

Подставляя в дифференциальные уравнения значе-

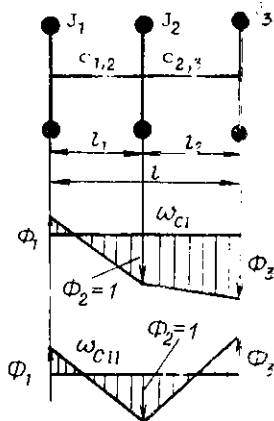


Рис. 13.6. Схема трехмассовой крутильной системы

ния Φ_1 , Φ_2 и Φ_3 и их вторые производные, после сокращения на $\sin(\omega_c t + \epsilon)$ будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} -I_1\Phi_1\omega_c^2 + c_{1,2}(\Phi_1 - \Phi_2) &= 0; \\ -I_2\Phi_2\omega_c^2 - c_{1,2}(\Phi_1 - \Phi_2) + c_{2,3}(\Phi_2 - \Phi_3) &= 0; \\ -I_3\Phi_3\omega_c^2 - c_{2,3}(\Phi_2 - \Phi_3) &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Из первого и третьего уравнений можно найти, что

$$\Phi_1 = \frac{c_{1,2}\Phi_2}{c_{1,2} - I_1\omega_c^2}; \quad \Phi_3 = \frac{c_{2,3}\Phi_2}{c_{2,3} - I_3\omega_c^2}.$$

После сложения всех трех уравнений последней системы имеем

$$I_1\Phi_1 + I_2\Phi_2 + I_3\Phi_3 = 0.$$

Подставляя значения Φ_1 и Φ_3 в последнее уравнение, после сокращения на общий множитель Φ_2 и преобразования получим в окончательном виде так называемое уравнение частот:

$$\frac{I_1 I_2 I_3}{c_{1,2} c_{2,3}} \omega_c^4 - \left(\frac{I_1 I_2 + I_1 I_3}{c_{1,2}} + \frac{I_2 I_3 + I_1 I_3}{c_{2,3}} \right) \omega_c^2 + (I_1 + I_2 + I_3) = 0.$$

Решение полученного биквадратного уравнения позволяет определить круговые частоты свободных колебаний трехмассовой крутильной системы. Два из четырех корней этого уравнения — положительные (ω_{cI} и ω_{cII}). Подставляя положительные значения корней в выражения для Φ_1 и Φ_3 , можно найти по два различных значения этих амплитуд колебаний масс, соответствующие двум формам свободных колебаний (значением третьей амплитуды можно задаться произвольно, например $\Phi_2 = 1$). Эти две формы колебаний характеризуются двумя графиками относительных угловых амплитуд.

Колебания с круговой частотой ω_{cI} (при $\omega_{cI} < \omega_{cII}$) называются *первым главным видом колебаний* или *колебаниями одноузловой формы*. Колебания с более высокой положительной частотой ω_{cII} называются *вторым главным видом свободных колебаний* или *колебаниями двухузловой формы*.

Откладывая в виде ординат на эквивалентном валу амплитуды Φ_1 , Φ_2 и Φ_3 , соответствующие определенной

круговой частоте ($\omega_{сГ}$ или $\omega_{сГГ}$), и соединяя концы ординат прямыми линиями, можно получить графики одно- или двухузловой форм свободных крутильных колебаний трехмассовой системы.

В общем случае трехмассовая крутильная система совершает свободные колебания, являющиеся результатом сложения главных колебаний первого и второго видов.

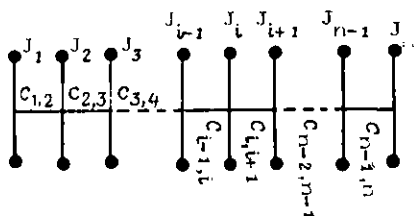


Рис. 13.7. Схема многомассовой крутильной системы

Многомассовая система. Рассмотренный выше способ нахождения частоты и формы свободных крутильных колебаний путем составления и решения уравнения частот практически не применяется для многомассовой крутильной системы (рис. 13.7) вследствие сложности составления уравнения частот и в особенности его решения*. Значительно проще пользоваться методами последовательных приближений путем подбора круговых частот несколькими пробами. Наиболее распространенным из приближенных методов является метод остатка. Этот метод основан на том, что при свободных крутильных колебаниях многомассовой системы сумма моментов упругости отдельных участков вала и моментов инерции всех колеблющихся масс должна быть равной нулю:

$$\Sigma M_y + \Sigma M_{ин} = 0.$$

Задаваясь ориентировочно какой-либо частотой $\omega_{сГ}$, можно вычислить величину $\Sigma M_y + \Sigma M_{ин}$ при колебаниях крутильной системы с этой частотой. Если

$$\Sigma M_y + \Sigma M_{ин} = R_1 \neq 0,$$

* Применение ЭВМ открывает широкие возможности использования этого метода в конструкторских расчетах.

где R_1 — положительный или отрицательный остаточный момент, то задаются другим значением круговой частоты ω_{c2} и снова находят остаточный момент R_2 , и так до тех пор, пока не подберется такое значение ω_c , для которого $R=0$.

Этот процесс приближения можно существенно ускорить методом интерполяции результатов вычислений (рис. 13.8). Для этого после первых вычисленных поло-

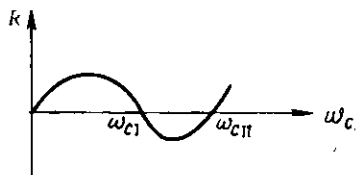


Рис. 13.8. Определение частот свободных крутильных колебаний многомассовой системы по методу остатка

жительных и отрицательных значений R строится график, позволяющий ориентировочно определить такое значение ω_c , для которого $R \approx 0$.

Рассмотрим применение метода остатка для определения собственных круговых частот крутильных колебаний системы, состоящей из n масс.

Пусть некоторая i -я масса колеблется с относительной амплитудой a_i ($a_i = \Phi_i / \Phi_1$). Слева от нее действует момент упругости $M_{y_{i-1}, i}$, равный сумме моментов инерции всех масс слева от i -й массы и изменяющийся по гармоническому закону $M_{y_{i-1}, i} = M_{i-1, i}^a \sin \omega_c t$ ($M_{i-1, i}^a$ — амплитудное значение момента), а справа — момент упругости $M_{y_{i, i+1}}$, который уравнивает момент упругости слева $M_{y_{i-1}, i}$ и момент инерции i -й массы $M_{n_i} = -I_i \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2}$, т. е.

$$M_{y_{i, i+1}} = M_{y_{i-1}, i} + M_{n_i}.$$

При гармонических колебаниях угол поворота i -й массы описывается уравнением $\varphi_i = a_i \sin \omega_c t$, поэтому выражение для момента инерции этой массы можно записать в виде

$$M_{n_i} = -I_i \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2} = I_i a_i \omega_c^2 \sin \omega_c t.$$

Записывая в уравнении моментов все члены в тригонометрической форме, получим

$$M_{i,i+1}^a \sin \omega_c t = M_{i-1,i}^a \sin \omega_c t + I_i a_i \omega_c^2 \sin \omega_c t,$$

или после сокращения на $\sin \omega_c t$

$$M_{i,i+1}^a = M_{i-1,i}^a + I_i a_i \omega_c^2.$$

Из последнего уравнения следует, что момент упругости на любом участке вала уравнивает сумму всех моментов инерции масс слева от него (так как момент $M_{i-1,i}^a$ равен сумме моментов инерции масс, расположенных до i -й массы, а $I_i a_i \omega_c^2$ — есть момент инерции i -й массы).

Согласно формуле $c = M/\varphi$, момент упругости закрученного участка вала $i, i+1$ можно записать в виде

$$M_{i,i+1}^a = c_{i,i+1} \varphi_{i,i+1}^a,$$

где $c_{i,i+1}$ — крутильная жесткость того же участка вала; $\varphi_{i,i+1}^a$ — максимальная деформация (закручивание) участка вала $i, i+1$.

Но максимальную деформацию участка вала можно записать как разность относительных амплитуд угловых колебаний масс, размещенных на концах этого участка, т. е.

$$\varphi_{i,i+1}^a = a_{i+1} - a_i.$$

Тогда

$$M_{i,i+1}^a = c_{i,i+1} (a_{i+1} - a_i),$$

откуда

$$a_{i+1} = a_i + \frac{M_{i,i+1}^a}{c_{i,i+1}}.$$

Пользуясь последней формулой и уравнением моментов, можно найти круговые частоты свободных крутильных колебаний многомассовой системы, придерживаясь следующей последовательности.

1. Задаться относительной амплитудой угловых колебаний первой массы (обычно задаются $a_1 = 1$).

2. Задаться произвольно частотой ω_c (лучше взять частоту ω_{c1} из расчета эквивалентной трехмассовой системы).

3. Вычислить момент сил упругости на участке вала 1—2 по формуле

$$M_{1,2}^a = M_{0,1}^a + I_1 a_1 \omega_c^2 = I_1 \omega_c^2, \text{ так как } M_{0,1}^a = 0; a_1 = 1.$$

4. Найти амплитуду колебаний второй массы по формуле

$$a_2 = a_1 - \frac{M_{1,2}^a}{c_{1,2}} = 1 - \frac{I_1 \omega_c^2}{c_{1,2}}.$$

5. Зная a_2 , найти момент упругости на участке 2 — 3 — $M_{2,3}^a$.

6. Вычислив амплитуду колебаний последней n -й массы (a_n), найти момент упругости на участке вала $n, n+1$ (за последней массой). Если первоначально выбранная круговая частота была взята правильно (т. е. совпала с одной из действительных частот свободных колебаний), то остаточный момент за последней массой $R = M_{n,n+1}^a$ должен быть равен нулю. Если же этот момент будет существенно отличаться от нуля, то надо задаться новым значением частоты ω_c и повторять расчет до получения удовлетворительного результата (с использованием метода интерполяции или экстраполяции).

Найдя таким образом главные частоты свободных крутильных колебаний многомассовой системы, нетрудно по известным формулам определить период и частоту колебаний системы.

Существуют и другие методы нахождения круговых частот свободных крутильных колебаний многомассовой системы (например, метод цепных дробей, разработанный В. П. Терских).

Анализ форм колебаний. Свободные колебания многомассо-

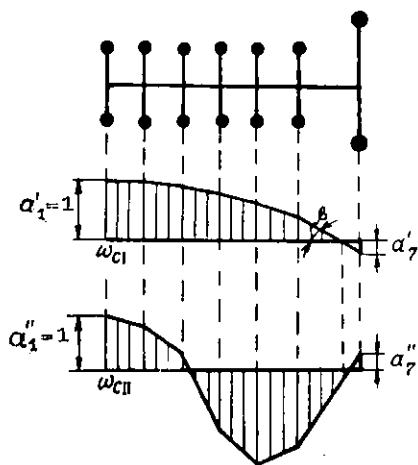


Рис. 13.9. Одноузловая и двухузловая формы свободных крутильных колебаний многомассовой крутильной системы

вой крутильной системы являются сложными колебаниями, возникающими в результате наложения друг на друга отдельных элементарных колебаний, происходящих с каждой из собственных круговых частот системы. Каждое элементарное колебание с одной из собственных круговых частот системы может иметь различные амплитуды в зависимости от величины разового импульса, вышедшего вал из равновесия, но форма колебаний при этом будет неизменной (точнее, подобной). При свободных колебаниях одна из форм колебаний (одноузловая) является доминирующей.

В автотракторных двигателях без наддува практический интерес представляет только первая форма колебаний — одноузловая, с круговой частотой ω_{cI} . Для быстроходных двигателей практическое значение может иметь и вторая форма колебаний — двухузловая, с частотой ω_{cII} . Более высокие формы крутильных колебаний существенной опасности для коленчатого вала не представляют, так как их частота находится за пределами рабочего диапазона частот вращения вала и не может вызвать резонанс.

Как видно из рис. 13.9, в зоне узлов колебаний линии формы имеют наибольший наклон, определяемый по формуле

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

что характеризует соответственный участок коленчатого вала как наиболее напряженный.

13.4. ГАРМОНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Вынужденными крутильными колебаниями упругой системы называются такие установившиеся угловые колебания, которые происходят под действием периодического возбуждающего крутящего момента. Частота вынужденных колебаний равна частоте возбуждающего момента. Амплитуды колебаний отдельных масс зависят от соотношения частот гармонических составляющих возбуждающего момента $k\omega$ и частоты свободных крутильных колебаний системы ω_{ci} , а также от отношения величин возбуждающего момента и момента сопротивления.

Если частота одного из гармонических возбуждающих моментов совпадает с одной из частот свободных крутильных колебаний системы, возникают резонансные крутильные колебания с большой амплитудой.

Вынужденные крутильные колебания коленчатого вала являются следствием неравномерности крутящего момента, которая зависит в основном от тактности двигателя, числа цилиндров, равномерности чередования одноименных процессов в цилиндрах и др.

Крутящий момент двигателя в любой момент времени представляет сумму крутящего момента от сил давления газов и крутящего момента от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс.

Поскольку крутящий момент от сил давления газов изменяется не по гармоническому закону, то и суммарный крутящий момент двигателя описывается сложной периодической, но не гармонической функцией.

Период изменения суммарного крутящего момента от одного цилиндра двигателя определяется формулами:

$$T = \frac{4\pi}{\omega} = \frac{4\pi}{\pi n} = \frac{120}{n} \quad \text{— для четырехтактного двигателя;}$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{\pi n} = \frac{60}{n} \quad \text{— для двухтактного двигателя.}$$

При исследовании влияния крутящего момента на крутильные колебания сложную периодическую кривую, характеризующую крутящий момент каждого колена вала, заменяют рядом синусоидальных кривых с различными амплитудами, начальными фазами и периодами, укладывающимися в периоде исходной кривой различное, но целое число раз. Процесс разложения сложной периодической кривой на гармонические составляющие называется *гармоническим анализом*, а отдельные гармонические составляющие — *гармониками*. Другими словами, гармонический анализ — это разложение сложной периодической функции, удовлетворяющей условиям Дирихле, в сходящийся бесконечный ряд синусоидальных функций (ряд Фурье).

Вычислив для любого сечения вала угловые отклонения от равновесного положения, вызванные отдельными гармоническими составляющими крутящего момен-

та, можно путем сложения их найти суммарное угловое отклонение.

С целью дальнейшего облегчения аналитического исследования вынужденных крутильных колебаний гармонический анализ крутящего момента от сил давления газов выполняется отдельно от гармонического анализа крутящего момента от сил инерции.

Разложение в гармонический ряд Фурье сложной периодической функции крутящего момента от сил давления газов в общем случае (для любого одноцилиндрового двигателя, двух- или четырехтактного) имеет вид

$$\begin{aligned} M_{\tau} = f(\omega_b t) = & M_{\text{ср}} + a_1 \cos \omega_b t + a_2 \cos 2\omega_b t + \\ & + a_3 \cos 3\omega_b t + \dots + b_1 \sin \omega_b t + b_2 \sin 2\omega_b t + \\ & + b_3 \sin 3\omega_b t + \dots = M_{\text{ср}} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos k\omega_b t + \\ & + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin k\omega_b t, \end{aligned}$$

где $M_{\text{ср}}$ — средний крутящий момент; ω_b — цикловая угловая скорость, зависящая от периода изменения крутящего момента; t — время отсчета; a_k, b_k — амплитуды фазовых составляющих гармоник k -го порядка (коэффициенты Фурье); k — порядок гармонического составляющего момента.

Средний крутящий момент, коэффициенты Фурье и цикловая угловая скорость вычисляются по формулам:

$$\begin{aligned} M_{\text{ср}} = M_0 = & \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f(\omega_b t) d(\omega_b t); \\ a_k = & \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\omega_b t) \cos k\omega_b t d(\omega_b t); \\ b_k = & \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\omega_b t) \sin k\omega_b t d(\omega_b t); \quad \omega_b = \frac{2\pi}{T}, \end{aligned}$$

где T — период изменения крутящего момента.

В соответствии с периодичностью крутящего момента от одного цилиндра двигателя цикловая угловая ско-

рость равна: $\omega_b = \omega/2$ — для четырехтактных двигателей; $\omega_b = \omega$ — для двухтактных двигателей, где ω — угловая скорость вращения коленчатого вала.

При расчете коленчатого вала на крутильные колебания порядок гармонически изменяющихся моментов (гармоник), входящих в ряд Фурье, обычно определяется числом периодов, совершаемых гармониками в течение одного оборота вала (а не в течение одного периода изменения исходного крутящего момента). При этом соответствующая запись ряда Фурье в общем случае получится путем подстановки значения $\omega_b = \omega/2$.

$$\begin{aligned} M_{\Gamma} = f(\omega t) &= M_{cp} + a_{1/2} \cos \frac{1}{2} \omega t + a_1 \cos 1\omega t + \\ &+ a_{3/2} \cos 1 \frac{1}{2} \omega t + \dots + b_{1/2} \sin \frac{1}{2} \omega t + \\ &+ b_1 \sin 1\omega t + b_{3/2} \sin 1 \frac{1}{2} \omega t + \dots = \\ &= M_{cp} + \sum_{k=0,5}^{\infty} a_k \cos k\omega t + \sum_{k=0,5}^{\infty} b_k \sin k\omega t \\ &= M_{cp} + \sum_{k=0,5}^{\infty} (a_k \cos k\omega t + b_k \sin k\omega t). \end{aligned}$$

Итак

$$M_{\Gamma} = M_{cp} + \sum_{k=0,5}^{\infty} (a_k \cos k\omega t + b_k \sin k\omega t),$$

или

$$\begin{aligned} M_{\Gamma} &= M_{cp} + \sum_{k=0,5}^{\infty} M_k = M_{cp} + \\ &+ \sum_{k=0,5}^{\infty} M_k^a \sin(k\omega t + \delta_k), \end{aligned}$$

где M_k^a и δ_k — амплитуда и начальная фаза k -й гармоники, которые определяются по формулам:

$$M_k^a = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}; \quad \operatorname{tg} \delta_k = \frac{a_k}{b_k}.$$

В этом случае синусоидальные члены ряда с последо-

вательными значениями $k = \frac{1}{2}; 1; 1\frac{1}{2}; 2; 2\frac{1}{2} \dots$ представляют моторные гармоники $\frac{1}{2}$ -го, 1-го, $1\frac{1}{2}$ -го, 2-го, $2\frac{1}{2}$ -го $\dots$ порядка для четырехтактных двигателей, а синусоидальные члены со значениями $k = 1, 2, 3,$

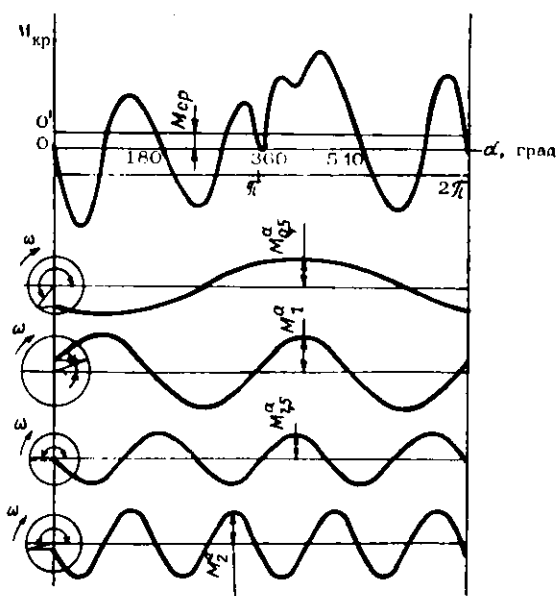


Рис. 13.10. Гармонический анализ крутящего момента одного цилиндра четырехтактного двигателя

4 $\dots$ — моторные гармоники 1-го, 2-го, 3-го $\dots$ порядка для двухтактных двигателей.

Следовательно, за время одного оборота коленчатого вала моторная гармоника 1-го порядка пройдет полный цикл изменения величины один раз, $1\frac{1}{2}$ -го порядка — полтора раза, 2-го порядка — два раза и т. д. (рис. 13.10).

В отличие от моторных гармоник порядок так называемых *математических* (или *цикловых*) гармоник показывает, сколько раз период этой гармоники укладывается

ся в периоде исходного крутящего момента (или в периоде рабочего цикла двигателя). Поэтому иногда порядок какой-либо математической гармоник определяется как отношение периода рабочего цикла двигателя к периоду этой гармоник.

Поскольку в двухтактных двигателях продолжительность рабочего цикла в одном цилиндре совпадает с продолжительностью одного оборота коленчатого вала, соответственно совпадают и порядки математических и моторных гармоник, т. е. математические и моторные гармоник одни и те же. В четырехтактных двигателях порядок математической гармоник всегда равен удвоенному порядку соответствующей моторной гармоник (порядок математической гармоник всегда число целое).

Задачей гармонического анализа крутящего момента является нахождение по заданной кривой крутящего момента косинусных и синусных коэффициентов гармоник (коэффициентов Фурье a_k и b_k — всего $2k$ коэффициентов). Для нахождения этих коэффициентов можно воспользоваться либо приведенными выше аналитическими выражениями, либо применить специальные шаблоны или приборы (например, гармонические анализаторы). При выполнении гармонического анализа крутящего момента от сил давления газов обычно ограничиваются первыми шестью членами разложения его в ряд.

В приближенных расчетах вынужденных крутильных колебаний амплитуды гармоник крутящего момента от сил давления газов можно выбрать из имеющихся в литературе таблиц или графиков. Иногда в справочных данных приводятся зависимости от среднего индикаторного давления p_i амплитуд не крутящих моментов, а удельных тангенциальных сил от давления газов T_r (рис. 13.11). В этом случае выбранные значения T_r необходимо умножить на площадь сечения цилиндра и на радиус кривошипа.

Рассмотрим теперь вторую составляющую крутящего момента одноцилиндрового двигателя — крутящий момент от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс M_j .

Период этого момента, равный времени одного оборота коленчатого вала, не зависит от тактности двигателя, а величина его изменяется по закону, близкому к

гармоническому. Поэтому тригонометрический ряд Фурье от разложения этого момента состоит из моторных гармоник только с целыми порядковыми номерами, а амплитуды гармоник по мере увеличения порядкового номера быстро уменьшаются (т. е. ряд быстро сходится). В практических расчетах можно ограничиваться первыми четырьмя гармониками. В этих пределах гар-

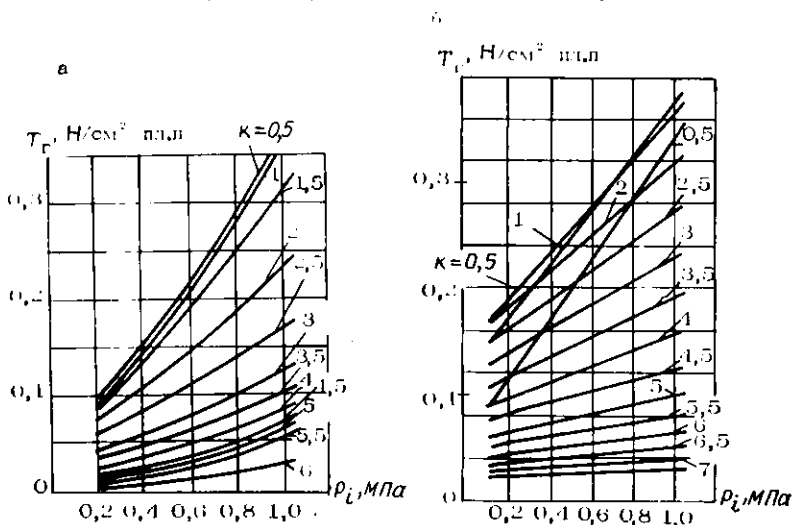


Рис. 13.11. Амплитуды гармоник удельных (отнесенных к единице площади сечения цилиндра) тангенциальных сил от давления газов:

а—карбюраторного двигателя; б—дизеля

монический анализ крутящего момента можно выполнить аналитически:

$$M_j = T_j R = P_j \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} R = m_j R^2 \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Зная, что $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$, и полагая, что $\cos \beta \approx 1$, имеем

$$M_j = m_j R^2 \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \times$$

$$\times \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \sin \alpha \cos \alpha}{\cos \beta} \right) = -m_J R^2 \omega^2 \times \\ \times \left(\sin \alpha \cdot \cos \alpha + \lambda \sin \alpha \cos 2\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \cdot \cos \alpha + \right. \\ \left. + \frac{\lambda^2}{2} \sin 2\alpha \cdot \cos 2\alpha \right).$$

Но

$$\sin \alpha \cdot \cos \alpha = 1/2 \sin 2\alpha;$$

$$\sin \alpha \cdot \cos 2\alpha + \cos \alpha \cdot \sin 2\alpha = \sin 3\alpha;$$

$$\sin 2\alpha \cdot \cos 2\alpha = 1/2 \sin 4\alpha;$$

$$\cos 2\alpha = 1 - 2 \sin^2 \alpha.$$

Поэтому можно записать

$$M_J = -m_J R^2 \omega^2 \left[\frac{1}{2} \sin 2\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 3\alpha + \right. \\ \left. + \frac{\lambda}{2} \sin \alpha (1 - 2 \sin^2 \alpha) + \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha \right].$$

Учитывая, что $\sin^3 \alpha = \frac{3}{4} \sin \alpha - \frac{1}{4} \sin 3\alpha$ и $\alpha = \omega t$, имеем окончательно:

$$M_J \approx m_J R^2 \omega^2 \left(-\frac{\lambda}{4} \sin \omega t - \frac{1}{2} \sin 2\omega t - \right. \\ \left. - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\omega t - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\omega t \right).$$

Как видно из полученного выражения, в нем отсутствует средняя величина момента, так как за один оборот вала работа момента равна нулю.

Начальная фаза гармоник 1-го порядка равна нулю ($\alpha_1=0$), в то же время начальные фазы гармоник 2, 3 и 4-го порядков равны π ($\alpha_2=\alpha_3=\alpha_4=\pi$), на что указывают знаки соответствующих членов в выражении для M_J .

Гармонический анализ крутящих моментов M_r и M_J выполняется для режима максимальной мощности двигателя. Значения амплитуд соответствующих гармоник для любого другого режима (x) можно приближенно оп-

разделить путем умножения амплитуды гармоник M_{ik}^a на отношение средних индикаторных давлений $\frac{(P_i)_x}{(P_i)_N}$, а амплитуды гармоник M_{jk}^a — на отношение квадратов частот вращения $\frac{n_x^2}{n_N^2}$.

После выполнения гармонического анализа крутящих моментов M_{Γ} и M_j необходимо суммировать гармоники

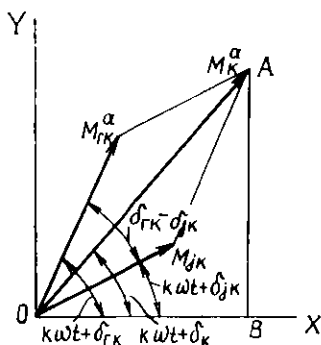


Рис. 13.12. Суммирование векторов однозначных по порядку гармоник крутящих моментов от сил давления газов и от сил инерции

$M_{\Gamma k}$ и M_{jk} , однозначные по порядку и режиму работы двигателя. Суммирование производится путем графического сложения векторов этих моментов (рис. 13.12).

$$M_k^a = \sqrt{(M_{\Gamma k}^a)^2 + (M_{jk}^a)^2 + 2M_{\Gamma k}^a M_{jk}^a \cos(\delta_{\Gamma k} - \delta_{jk})};$$

$$\operatorname{tg}(k\omega t + \delta_k) = \frac{AB}{OB}$$

$$\frac{M_{\Gamma k}^a \sin(k\omega t + \delta_{\Gamma k}) + M_{jk}^a \sin(k\omega t + \delta_{jk})}{M_{\Gamma k}^a \cos(k\omega t + \delta_{\Gamma k}) + M_{jk}^a \cos(k\omega t + \delta_{jk})},$$

где $\delta_{\Gamma k}$, δ_{jk} — начальные фазы k -х гармоник моментов от газовых сил и сил инерции; $k\omega t$ — угол отклонения от начала отсчета; δ_k — начальная фаза k -й гармоники суммарного крутящего момента от одного цилиндра двигателя.

Следовательно, k -я суммарная гармоническая составляющая крутящего момента от одного цилиндра двигателя может быть записана в виде

$$(M_{кр})_k = M_k^a \sin(k\omega t + \delta_k).$$

Расчеты показывают, что частота действия первых гармоник момента от сил инерции сравнительно невелика, поэтому при высоких частотах свободных колебаний системы их можно не учитывать и ограничиваться гармоническим анализом только для крутящего момента от газовых сил.

Если на одно колено вала действуют крутящие моменты от двух цилиндров (например, в V-образных двигателях), необходимо суммировать гармоники одного и того же порядка от обоих цилиндров с учетом сдвига фаз согласно порядку работы цилиндров.

Для многоколенного вала гармонические моменты, действующие на колена, будут такими же, как и на первом колене, но сдвинутыми по фазе в соответствии с порядком работы цилиндров, т. е. если на первом колене гармонический момент k -го порядка

$$M_{k1} = M_{k1}^a \sin(k\omega t + \delta_{k1}),$$

то на i -м колене гармонический момент этого же порядка будет

$$\begin{aligned} M_{ki} &= M_{k1}^a \sin[k(\omega t - \theta_i) + \delta_{k1}] = \\ &= M_{k1}^a \sin[k\omega t + (\delta_{k1} - k\theta_i)], \end{aligned}$$

где θ_i — угол сдвига между рабочими ходами поршня в цилиндрах i -го и первого колена.

Из сравнения выражений для гармонических моментов k -го порядка на первом и i -м коленах можно видеть, что если начальная фаза на первом колене равна δ_{k1} , то на i -м — $\delta_{ki} = \delta_{k1} - k\theta_i$.

Если разница начальных фаз (сдвиг по фазе) между амплитудами гармонических моментов k -го порядка на i -м и первом коленах $\delta_{ki} - \delta_{k1} = -k\theta_i$ окажется кратной 2π , то на оба колена вала будут одновременно действовать амплитудные гармонические составляющие крутящего момента. При совпадении их частоты с одной из частот свободных крутильных колебаний вала эти синхронно действующие гармонические составляющие воз-

буждают резонансные колебания с большой амплитудой. Самыми опасными гармониками являются те, порядок которых кратен числу вспышек в цилиндрах двигателя за один оборот коленчатого вала (например, в шестицилиндровом четырехтактном двигателе 3-я, 6-я, 9-я и т. д. гармоники). Все векторы амплитудных значений моментов этих гармоник направлены в одну сторону, значит, они действуют на все колена вала синхронно. Такие гармоники называют *главными*.

Менее опасными, но более сильными являются гармоники, порядок которых кратен числу, в два раза меньшему, чем число вспышек в цилиндрах двигателя за один оборот коленчатого вала (в шестицилиндровом четырехтактном двигателе это $1\frac{1}{2}$ -я, $4\frac{1}{2}$ -я, $7\frac{1}{2}$ -я и т. д. гармоники). Все векторы амплитудных значений моментов этих гармоник направлены по одной линии. Такие гармоники называются *сильными*, остальные — менее опасны и называются *слабыми*.

13.5. СОПРОТИВЛЕНИЕ КОЛЕБАНИЯМ

При работе двигателя на колеблющуюся крутильную систему коленчатого вала действуют различные по природе силы трения: жидкостное трение в подшипниках и цилиндрах; внутреннее трение в материале коленчатого вала, трение в гасителе крутильных колебаний. Полагая, что все сопротивления, подобно сопротивлению жидкостного трения, пропорциональны скорости, можно записать, что момент сопротивления, действующий на колеблющуюся систему,

$$M_{\xi} = -\xi \frac{d\varphi}{dt} = -\xi \dot{\varphi},$$

где ξ — коэффициент демпфирования, учитывающий все виды сопротивлений.

Уравнение моментов для свободных крутильных колебаний одномассовой системы при наличии сопротивления будет иметь вид

$$-M_{\pi} - M_{\xi} + M_{\gamma} = 0,$$

или

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \xi \frac{d\varphi}{dt} + c\varphi = 0,$$

или

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\xi}{I} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \omega_c^2 \varphi = 0,$$

где

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c}{I}}.$$

Общее решение полученного дифференциального уравнения записывается в виде

$$\varphi = e^{-\frac{\xi t}{2I}} \left(A \sin \sqrt{\omega_c^2 - \frac{\xi^2}{4I^2}} t + \right. \\ \left. + B \cos \sqrt{\omega_c^2 - \frac{\xi^2}{4I^2}} t \right).$$

Из анализа общего решения видно, что при $\xi < 2\omega_c I$ свободные колебания системы постепенно затухают, а при $\xi \geq 2\omega_c I$ движение системы становится аperiodическим, т. е. демпфирование оказывается настолько большим, что выведенная из состояния равновесия система возвращается в исходное положение, не совершив ни одного полного колебания.

Граничное значение коэффициента демпфирования (случай $\xi = 2\omega_c I$) называется *критическим коэффициентом демпфирования* $\xi_{кр}$. Отношение $\xi/\xi_{кр}$ называют *критерием демпфирования* и обозначают через D :

$$D = \frac{\xi}{\xi_{кр}}.$$

Подставив в это выражение значение $\xi_{кр} = 2\omega_c I$, получим

$$\xi = 2\omega_c I D.$$

Дифференциальное уравнение затухающих крутильных колебаний записывается в виде

$$\ddot{\varphi} + 2\omega_c D \dot{\varphi} + \omega_c^2 \varphi = 0.$$

При $D < 1$ будет иметь место затухающее колебательное движение одномассовой крутильной системы, а при $D \geq 1$ — аperiodическое движение.

13.6. ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ

Вынужденные колебания одномассовой системы. Уравнение моментов, описывающее колебательное движение одномассовой крутильной системы (рис. 13.13) под действием гармонического момента $M_h = M_h^a \sin k\omega t$ и момента сопротивления $M_\xi = -\xi d\varphi/dt$, имеет вид

$$-M_{\Pi} - M_\xi + M_y = M_h,$$

или

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \xi \frac{d\varphi}{dt} + c\varphi = M_h^a \sin k\omega t,$$

или

$$\ddot{\varphi} + 2\omega_c D \dot{\varphi} + \omega_c^2 \varphi = \frac{M_h^a}{I} \sin k\omega t.$$

Общее решение этого неоднородного дифференциального уравнения представляет сумму, состоящую из его частного решения $\varphi_{\text{вын}}$ и общего решения соответствующего однородного уравнения, описывающего свободные колебания системы при наличии сопротивления $\varphi_{\text{своб}}$, т. е. $\varphi = \varphi_{\text{своб}} + \varphi_{\text{вын}}$.

Так как свободные колебания крутильной системы при наличии сопротивления быстро затухают (рис. 13.14), то общее решение при установившемся колебательном движении соответствует частному решению:

$$\begin{aligned} \varphi \approx \varphi_{\text{вын}} &= \frac{1}{\omega_c^2} \times \\ &\times \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{k\omega}{\omega_c}\right)^2\right]^2 + 4D^2 \left(\frac{k\omega}{\omega_c}\right)^2}} \times \\ &\times \frac{M_h^a}{I} \sin(k\omega t - \varepsilon) = \\ &= \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{k\omega}{\omega_c}\right)^2\right]^2 + 4D^2 \left(\frac{k\omega}{\omega_c}\right)^2}} \times \\ &\times \frac{M_h^a}{c} \sin(k\omega t - \varepsilon) = \beta \varphi_0 \sin(k\omega t - \varepsilon) = \Phi \sin(k\omega t - \varepsilon), \end{aligned}$$

где ε — сдвиг фаз между амплитудой вынужденных угло-

вых колебаний массы и амплитудой возбуждающего периодического момента:

$$\operatorname{tge} = \frac{2D \frac{k\omega}{\omega_c}}{1 - \left(\frac{k\omega}{\omega_c}\right)^2};$$

β — коэффициент динамического усиления (динамичности), характеризующий величину амплитуды Φ вынужденных

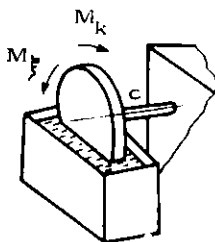


Рис. 13.13. Модель одномассовой крутильной системы с демпфированием

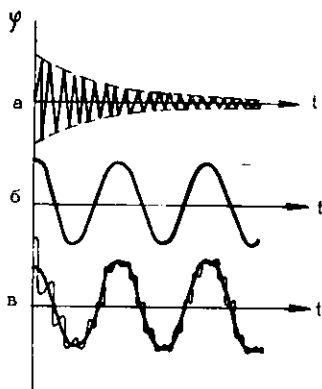


Рис. 13.14. Формирование вынужденных колебаний одномассовой крутильной системы:

a — свободные затухающие колебания; *b* — вынужденные колебания; *в* — суммарные колебания

колебаний по отношению к статическому отклонению крутильной системы от нейтрального положения под действием момента $M_0 = M_k^a$:

$$\beta = \frac{\Phi}{\varphi_0} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{k\omega}{\omega_c}\right)^2\right]^2 + 4D \left(\frac{k\omega}{\omega_c}\right)^2}}.$$

Вынужденные колебания крутильной системы осуществляются с частотой $k\omega$, соответствующей частоте гармоник возбуждающего момента, но сдвинутой по фазе на угол ϵ . Из выражений для β и ϵ можно заметить, что для случая резонанса, когда $k\omega = \omega_c$, коэффициент

динамичности, а значит и амплитуда колебаний, существенно увеличиваются и при $D=0$ (следовательно, при коэффициенте демпфирования $\xi=0$) теоретически возрастают до бесконечности. Угол сдвига фаз ϵ при этом становится равным $\pi/2$.

Энергия, вносимая в крутильную систему возбуждающим моментом, частично рассеивается в виде тепла (в результате действия сил сопротивления), а оставшаяся часть расходуется на увеличение запаса механической энергии в системе W , т. е. на увеличение амплитуды колебаний Φ . Если потери энергии увеличиваются быстрее, чем возрастает амплитуда, то при некоторой величине амплитуды $\Phi=\Phi_p$ (случай резонанса) вся энергия, подводимая возмущающим моментом, в дальнейшем будет затрачиваться только на преодоление сопротивления; наступает равновесие, и колебания становятся установившимися (с постоянной амплитудой).

Приравняв работу W_B , совершенную возбуждающим моментом M_h , работе W_ξ момента сопротивления M_ξ : $W_B = W_\xi$, можно найти амплитуду вынужденных колебаний при резонансе Φ_p , пользуясь выражением $\varphi = \Phi \sin(k\omega t - \epsilon)$.

При резонансе $\Phi = \Phi_p$; $k\omega = \omega_c$; $\epsilon = \pi/2$. Тогда $\varphi = \Phi_p \sin(\omega_c t - \pi/2) = -\Phi_p \cos \omega_c t$.

Элементарная работа возбуждающего момента

$$dW_B = M_h d\varphi.$$

Но

$$d\varphi = \Phi_p \sin \omega_c t d(\omega_c t)$$

и

$$M_h = M_h^a \sin k\omega t = M_h^a \sin \omega_c t.$$

Тогда

$$dW_B = M_h^a \Phi_p \sin^2 \omega_c t d(\omega_c t),$$

откуда

$$W_B = M_h^a \Phi_p \int_0^{2\pi} \sin^2 \omega_c t d(\omega_c t) = \pi M_h^a \Phi_p.$$

Элементарная работа момента сопротивления

$$dW_\xi = -M_\xi d\varphi.$$

Но

$$M_\xi = -\xi \frac{d\varphi}{dt} = -\xi \Phi_p \omega_c \sin \omega_c t,$$

откуда

$$W_{\xi} = \xi \Phi_p^2 \omega_c \int_0^{2\pi} \sin^2 \omega_c t d(\omega_c t) = \pi \xi \Phi_p^2 \omega_c.$$

Подставляя в равенство $W_B = W_{\xi}$, получим

$$\pi M_k^a \Phi_p = \pi \xi \Phi_p^2 \omega_c$$

или

$$\Phi_p (M_k^a - \xi \Phi_p \omega_c) = 0,$$

откуда

$$\Phi_p = \frac{M_k^a}{\xi \omega_c}.$$

Итак, резонансный режим можно охарактеризовать как режим, при котором внешний момент полностью уравновешивается моментом сил сопротивления (а инерционный момент — моментом сил упругости), поэтому вынужденные колебания крутильной системы при резонансе можно рассматривать как свободные колебания с амплитудой Φ_p . Амплитуда вынужденных колебаний при резонансе пропорциональна амплитуде возбуждающего момента и обратно пропорциональна коэффициенту демпфирования ξ и частоте свободных колебаний системы ω_c .

Резонансные колебания с большой амплитудой опасны для прочности вала, поэтому необходимо принимать меры для их устранения или для уменьшения амплитуды.

Основное требование к крутильной системе, подверженной действию периодического крутящего момента, заключается в подборе таких параметров системы s и I , при которых резонанс наступал бы за пределами рабочего диапазона частот вращения коленчатого вала двигателя. Если же этого сделать не удастся, необходимо ограничить амплитуды резонансных колебаний до безопасного предела путем установки в системе поглотителя энергии — гасителя колебаний (демпфера).

Изложенные меры по устранению опасных последствий резонансных колебаний одномассовой крутильной системы могут быть применены для устранения каждого из резонансов в реальном двигателе, имеющем многомассовую крутильную систему коленчатого вала.

Вынужденные колебания многомассовой системы.
 Расчет вынужденных колебаний многомассовой крутильной системы (рис. 13.15) производится для случая резонанса, когда частота какой-либо гармонической составляющей хотя бы одного из крутящих моментов совпадает с одной из частот свободных крутильных колебаний системы. При этом считают, что форма вынужденных ко-

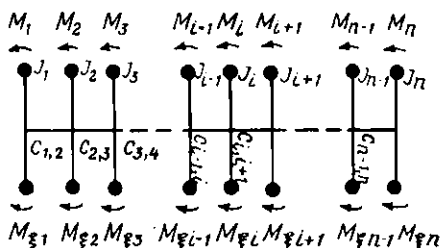


Рис. 13.15. Схема многомассовой крутильной системы с сопротивлением

лебаний при резонансе соответствует форме соответствующих свободных колебаний (что в общем случае может иметь место лишь при равенстве всех гармонических составляющих крутящих моментов и моментов сопротивления, действующих одновременно на отдельные массы).

Расчет резонансных вынужденных колебаний многомассовой системы основывается на принципе равенства работ возбуждающих моментов и моментов сопротивления и сводится к определению амплитуд колебаний всех масс при резонансе (а следовательно, и напряжений).

При резонансе колебания всех масс системы осуществляются синхронно, с одинаковыми или противоположными фазами в любой момент времени, хотя гармонические составляющие возбуждающих моментов, действующих на различные массы, достигают максимального (амплитудного) значения в разное время (так как вспышки в различных цилиндрах двигателя чередуются через определенный угол, соответствующий порядку работы цилиндров).

Как и в одномассовой системе, работу возбуждения в многомассовой системе при резонансе совершают не полные крутящие моменты, действующие на отдельные массы, а моменты, равные по величине проекции их векторов

на перпендикуляры к направлению, соответствующему максимальному угловому отклонению масс. Эти проекции равны произведению полных значений моментов на синусы углов между соответствующими векторами моментов и угловыми перемещениями масс. Пусть эти фазовые углы между максимальными значениями гармонических составляющих возбуждающих моментов, действующих на отдельные массы, и максимальными угловыми перемещениями масс при резонансе будут $\epsilon_1, \epsilon_2, \dots, \epsilon_{n-1}$, индекс указывает порядковый номер моторной массы.

Под моторными массами понимают те массы, на которые одновременно действуют и момент возбуждающий и момент сопротивления (это приведенные массы кривошипов вала без учета массы маховика). У многомассовой крутильной системы с маховиком число моторных масс на единицу меньше числа всех масс ($n_k = n - 1$).

Итак, работа гармонических составляющих возбуждающих моментов, действующих в течение одного периода колебаний на отдельные массы системы с $n_k = n - 1$ моторными массами, определяется по формулам, аналогичным формуле для одномассовой системы, а именно:

$$\left. \begin{aligned} W_{B1} &= \pi M_{k1}^a \Phi_1 \sin \epsilon_1; \\ W_{B2} &= \pi M_{k2}^a \Phi_2 \sin \epsilon_2; \\ W_{B, n-1} &= \pi M_{k, n-1}^a \Phi_{n-1} \sin \epsilon_{n-1}. \end{aligned} \right\}$$

Суммарная работа всех возбуждающих моментов при резонансных колебаниях многомассовой системы

$$W_B = \sum_{i=1}^n W_{Bi} = \pi (M_{k1}^a \Phi_1 \sin \epsilon_1 + M_{k2}^a \Phi_2 \sin \epsilon_2 + \dots \\ \dots + M_{k, n-1}^a \Phi_{n-1} \sin \epsilon_{n-1}).$$

Суммирование работ рекомендуется вести в порядке действия отдельных возбуждающих моментов на соответствующие массы согласно порядку работы цилиндров. В этом случае

$$W_B = \pi \{ M_{k1}^a \Phi_1 \sin \epsilon_1 + M_{k2}^a \Phi_2 \sin (\epsilon_1 - k\delta) +$$

$$+ M_{k3}^a \Phi_3 \sin(e_1 - 2k\delta) + \dots \\ \dots + M_{k,n-1}^a \Phi_{n-1} \sin[e_1 - (n-2)k\delta]\},$$

где $M_{k1}^a, M_{k2}^a, \dots, M_{k,n-1}^a$ —амплитудные значения k -х гармонических составляющих возбуждающих моментов в порядке их действия на массы; $\Phi_1, \Phi_2, \dots, \Phi_{n-1}$ —амплитудные значения отклонений соответствующих масс; δ —угол между коленами вала.

Например, для шестицилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1—5—3—6—2—4 суммарная работа k -х гармонических составляющих возбуждающих моментов за один период резонансных колебаний всей эквивалентной колеблющейся системы будет:

$$W_B = \pi [M_{k1}^a \Phi_1 \sin e_1 + M_{k5}^a \Phi_5 \sin(e_1 - k\delta) + \\ + M_{k3}^a \Phi_3 \sin(e_1 - 2k\delta) + M_{k6}^a \Phi_6 \sin(e_1 - 3k\delta) + \\ + M_{k2}^a \Phi_2 \sin(e_1 - 4k\delta) + M_{k4}^a \Phi_4 \sin(e_1 - 5k\delta)].$$

Можно считать, что возбуждающие гармонические моменты, а значит, и их амплитуды одинаковы для всех колен вала. Тогда выражение для суммарной работы будет иметь вид

$$W_B = \pi M_k^a \{\Phi_1 \sin e_1 + \Phi_2 \sin(e_1 - k\delta) + \\ + \Phi_3 \sin(e_1 - 2k\delta) + \dots + \Phi_{n-1} \sin[e_1 - (n-2)k\delta]\}.$$

Перейдя к относительным амплитудам свободных колебаний

$$a_1 = \frac{\Phi_1}{\Phi_1} = 1; a_2 = \frac{\Phi_2}{\Phi_1}; a_{n-1} = \frac{\Phi_{n-1}}{\Phi_1},$$

получим следующее выражение для работы возбуждающих моментов в порядке их действия:

$$W_B = \pi M_k^a \Phi_1 \{a_1 \sin e_1 + a_2 \sin(e_1 - k\delta) + \\ + a_3 \sin(e_1 - 2k\delta) + \dots + a_{n-1} \sin[e_1 - (n-2)k\delta]\}$$

или в порядке нумерации масс:

$$W_B = \pi M_k^a \Phi_1 (a_1 \sin e_1 + a_2 \sin e_2 + \\ + a_3 \sin e_3 + \dots + a_{n-1} \sin e_{n-1}).$$

Для определения максимальных амплитуд угловых отклонений масс при резонансе необходимо определить максимальную работу возбуждающих моментов. Это можно сделать путем исследования функции $W_B = f(\epsilon_1)$ на максимум с помощью первой производной:

$$\begin{aligned} \frac{dW_B}{d\epsilon_1} = \pi M_k^2 \Phi_1 \{ & a_1 \cos \epsilon_1 + a_2 \cos (\epsilon_1 - k\delta) + \\ & + a_3 \cos (\epsilon_1 - 2k\delta) + \dots + a_{n-1} \cos [\epsilon_1 - \\ & - (n-2)k\delta] \} = 0. \end{aligned}$$

Так как произведение $\pi M_k^2 \Phi_1$ не может быть равно нулю, то выражение в скобках при $W_{B \max}$ должно быть равно нулю. Оно может быть представлено как сумма проекций всех векторов перемещений на одно и то же направление векторов моментов. Если сумма проекций составляющих векторов равна нулю, то и проекция их равнодействующего вектора также равна нулю.

Следовательно, максимальная работа возбуждающих гармонических моментов достигается при угле между равнодействующим вектором моментов и равнодействующим вектором перемещений, равным $\pi/2$.

Обозначая равнодействующий вектор относительных амплитуд перемещений через $\sum_{i=1}^{n-1} \vec{a}_i$, выражение для определения максимальной работы k -х гармоник возбуждающих моментов за один период колебаний системы можно записать в виде

$$W_{B \max} = \pi M_k^2 \Phi_1 \sum_{i=1}^{n-1} \vec{a}_i.$$

Именно эту работу за один период колебаний будут совершать все k -е гармоники возбуждающих моментов в случае резонанса, когда эта работа становится равной сумме работ моментов сопротивления крутильной системы.

Работа момента сопротивления на каждом колене

$$W_{\xi i} = \pi \xi \Phi_i^2 \omega_c.$$

Суммарная работа моментов сопротивлений всех $n - 1$ моторных масс

$$W_{\xi} = \pi \xi \omega_c \sum_{i=1}^{n-1} \Phi_i^2 = \pi \xi \omega_c \Phi_1^2 \sum_{i=1}^{n-1} a_i^2.$$

Исходя из условия, что при резонансе $W_{B\max} = W_{\xi}$, имеем

$$\pi M_k^a \Phi_1 \sum_{i=1}^{n-1} \vec{a}_i = \pi \xi \omega_c \Phi_1^2 \sum_{i=1}^{n-1} a_i^2.$$

Откуда

$$\Phi_1 = \frac{M_k^a \sum_{i=1}^{n-1} \vec{a}_i}{\xi \omega_c \sum_{i=1}^{n-1} a_i^2}.$$

Полученная формула позволяет вычислить действительную амплитуду крутильных колебаний первой массы многомассовой эквивалентной системы при резонансе, вызываемом гармоническим моментом k -го порядка.

Знание действительной амплитуды резонансных колебаний одной из масс и относительных амплитуд свободных колебаний всех масс системы дает возможность найти действительные амплитуды резонансных колебаний всех остальных масс, что делается в следующем порядке.

1. Рассчитываются относительные амплитуды и частоты свободных колебаний системы ω_c той формы, которая возбуждается при резонансе гармоникой M_k , так как во время резонанса система колеблется по закону свободных колебаний. Этим расчетом определяются величины относительных амплитуд.

2. С помощью построения фазовой диаграммы для k -й гармоники (или расчетным путем) находится сдвиг фаз гармоник возбуждающих моментов, действующих на отдельные массы.

3. По относительным амплитудам свободных колебаний моторных масс определяют геометрическую сумму относительных амплитуд свободных колебаний $\sum_{i=1}^{n-1} \vec{a}_i$.

4. Находится действительная амплитуда резонансных угловых колебаний первой массы, вызванных соответ-

вующим резонансным гармоническим моментом k -го порядка (по последней формуле).

5. Сравниваются величины действительной и относительной амплитуд угловых колебаний первой массы при резонансе и определяется масштаб амплитуд по формуле

$$m = \frac{\Phi_1}{a_1}; \quad \text{при } a_1 = 1 \quad \Phi_1 = m.$$

6. Определяются величины действительных резонансных угловых колебаний всех остальных масс по формуле $\Phi_i = m a_i$.

По результатам расчета в выбранном масштабе строится форма вынужденных резонансных колебаний крутильной системы, которая будет отличаться от соответствующей формы свободных колебаний той же системы лишь масштабом.

Следует иметь в виду, что деформация вала под действием средних значений крутящего момента и момента сопротивления не влияет на форму крутильных колебаний.

В принципе резонансы могут возникнуть от всех гармоник возбуждающих моментов и со всеми формами колебаний n_{cI} ; n_{cII} ; n_{cIII} ; n_{ci-1} , но практическую опасность могут вызвать резонансы только от главных и сильных гармоник и лишь с первой n_{cI} и иногда со второй n_{cII} формами свободных колебаний.

13.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ РЕЗОНАНСЕ

Максимальные дополнительные напряжения в коленах вала от резонансных крутильных колебаний определяются для наиболее опасных сечений (обычно в узлах колебаний) по расчетному моменту сил упругости.

С целью упрощения расчета считают, что в резонирующей крутильной системе работу совершает только резонирующая гармоника возбуждающего момента. Поэтому напряжения при резонансе обычно находят по форме свободных колебаний, пренебрегая дополнительными напряжениями, возникающими от перезонирующих гармоник.

Расчетный момент сил упругости M_y^a на участке вала с жесткостью $c_{i,i+1}$ определяется исходя из деформации этого участка по формуле

$$M_y^a = c_{i,i+1}(a_i - a_{i+1}) \Phi_i.$$

Тогда дополнительное напряжение скручивания в опасном сечении вала при резонансе вычисляется по формуле

$$\tau = \frac{M_y^a}{W_0},$$

где $W_0 = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_n^4 - d_b^4}{d_n}$ — полярный момент сопротивления самого слабого сечения опасного участка действительного вала; d_n , d_b — наружный и внутренний диаметры сечения.

Для коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей дополнительные напряжения от крутильных колебаний находятся в пределах: $\tau = (20 \dots 50)$ МПа (в зависимости от радиуса галтелей, формы щека, характера сверлений в шейках и щеках и т. п.).

13.8. РЕЗОНАНСНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Резонансные крутильные колебания коленчатого вала имеют место при резонансных частотах вращения, когда частота одного из гармонических моментов $k\omega$ становится равной одной из частот свободных крутильных колебаний системы ω_{ci} , т. е. когда $k\omega = \omega_{ci}$. При обозначении средней угловой скорости вращения коленчатого вала при резонансной частоте вращения через $\omega_{p,k}$, $k\omega_{p,k} = \omega_{ci}$, где k — порядок резонирующей моторной гармоники.

Так как $\omega_{p,k} = \frac{\pi n_{p,k}}{30}$ и $\omega_{ci} = \frac{\pi n_{ci}}{30}$, то $k \frac{\pi n_{p,k}}{30} = \frac{\pi n_{ci}}{30}$.

Откуда имеем формулу для определения резонансной частоты вращения коленчатого вала двигателя

$$n_{p,k} = \frac{n_{ci}}{k},$$

где n_{ci} — частота i -го вида свободных крутильных колебаний.

Для наиболее опасных в автотракторных двигателях одно- и двухузловых форм крутильных колебаний коленчатого вала резонансные частоты вращения (для k -ой гармоники) определяются по формулам:

$$n_{p.kI} = \frac{n_{cI}}{k}; \quad n_{p.kII} = \frac{n_{cII}}{k},$$

где n_{cI} , n_{cII} — частоты свободных крутильных колебаний коленчатого вала соответственно при одно- и двухузловой формах колебаний.

При резонансных частотах вращения, соответствующих некоторым порядкам резонирующих гармоник, амплитуды колебаний связанных с валом масс и соответствующие им дополнительные напряжения резко возрастают, что может привести к поломке вала. Поэтому эти частоты вращения иногда называют критическими.

Для определения критических частот вращения иногда строят расчетные резонансные кривые, представляющие графики изменения амплитуд угловых колебаний какой-либо массы крутильной системы (обычно первой массы), вызываемых резонирующими гармониками определенного порядка, в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

Резонансные кривые (а значит, и резонансные режимы работы) реального двигателя можно получить также экспериментальным путем, при помощи специального прибора — торсиографа. Ординаты экспериментальных резонансных кривых (в отличие от ординат расчетных кривых) представляют суммарные амплитуды колебаний каких-либо масс крутильной системы, возникающие вследствие действия на эту систему всех возмущающих гармоник, а не только гармоник резонирующего порядка.

Расчет на крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей обычно выполняется для критических частот вращения.

13.9. СПОСОБЫ ГАШЕНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Если дополнительные напряжения в коленчатом валу двигателя превышают допускаемые, возникает необходимость в уменьшении крутильных колебаний. Это достигается одним из следующих способов.

1. Изменением начальных фазовых углов возбуждающих моментов (а значит и их гармонических составляющих), что позволяет уменьшить величину равнодействующего вектора относительных амплитуд перемещений $\sum \vec{a}_i$ и тем самым уменьшить действительные амплитуды колебаний масс. Для этого изменяется порядок работы цилиндров двигателя или углы между рядами цилиндров и между кривошипами коленчатого вала.

Такой способ применим лишь для четырехтактных двигателей, в которых порядки моторных и математических гармоник крутящего момента не совпадают. При этом возможны случаи, когда вывод крутильной системы из резонанса от одной гармоник сопровождается появлением резонанса от другой.

2. Изменением частот свободных крутильных колебаний коленчатого вала, что достигается изменением моментов инерции масс и жесткостей отдельных участков вала и дает возможность критические частоты вращения вала вывести из интервала рабочих частот вращения.

3. Установкой на коленчатом валу специальных устройств (гасителей колебаний), уменьшающих амплитуды резонансных крутильных колебаний или сдвигающих эти колебания за пределы рабочего диапазона частот вращения вала.

По принципу действия гасители колебаний делятся на два типа: а) динамические (антивибраторы), работающие без поглощения энергии колебаний; б) устройства сопротивления колебаниям (демпферы), работающие по принципу поглощения энергии колебаний с последующим рассеиванием ее в виде тепла.

Динамический гаситель — это качающийся противовес, шарнирно соединенный одним концом с продолжением щеки кривошипа (рис. 13.16). Точки A и B обозначают, соответственно, точку подвеса и центр тяжести противовеса, вектор $P_{мп}$ — его центробежную силу, а точка O — ось коленчатого вала. При равномерном вращении коленчатого вала ось маятника AB и ось щеки OA под действием центробежных сил располагаются на одной равномерно вращающейся прямой OY . При появлении крутильных колебаний ось щеки OA будет совершать колебания относительно направления OY . Если маятник настроить так, что период качания противовеса относительно точки A совпадает с периодом резонан-

сных крутильных колебаний коленчатого вала, то при отклонении щеки OA относительно оси OY центр тяжести противовеса B будет оставаться на этой оси. Центробежная сила противовеса создаст момент $M_{м.п} = P_{м.п} AD$, который будет препятствовать отклонениям щеки и, таким образом, уменьшать амплитуду угловых колебаний вала в резонансной зоне.

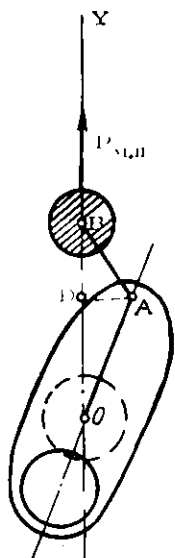


Рис. 13.16. Схема динамического гасителя крутильных колебаний

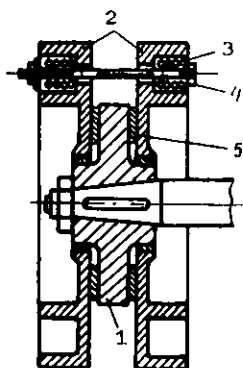


Рис. 13.17. Схема гасителя сухого трения:

1—ведущий элемент гасителя; 2—ведомые элементы гасителя (маховики); 3—пружина, прижимающая ведомые элементы к ведущему; 4—стяжной болт; 5—фрикционный элемент гасителя

Принципиальная конструкция демпферов состоит из двух частей, одна из которых соединяется с коленчатым валом жестко, а другая — свободно. При возникновении крутильных колебаний коленчатого вала свободно сидящая на нем часть демпфера стремится по инерции сохранить равномерное вращение, в результате имеет место относительное движение обеих частей демпфера, на которое при наличии трения затрачивается часть ра-

боты возмущающих гармоник. Работа трения при этом превращается в тепло, рассеиваемое в окружающую среду. По характеру сопротивлений, используемых для поглощения энергии, демпферы, применяемые в автотракторных двигателях, подразделяются на: гасители сухого, жидкостного трения и внутреннего трения (резиновые).

Преимущества демпферов сухого трения — простота конструкции (рис. 13.17) и относительно малые

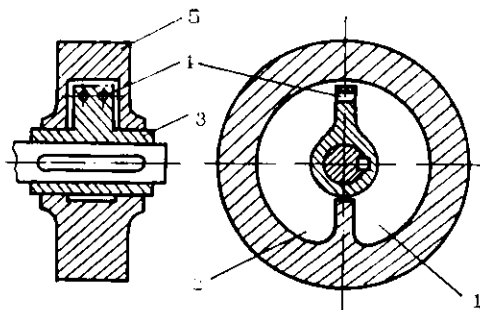


Рис. 13.18. Схема гасителя жидкостного трения

габариты, а недостатки — постепенное уменьшение силы трения по мере износа трущихся поверхностей и ослабления пружин, а также возможность заклинивания движущихся масс гасителя. Этих недостатков не имеют гасители жидкостного трения, в которых для создания необходимой величины поглощаемой работы используется сопротивление жидкости при перетекании ее через узкие щели (рис. 13.18). Кольцевое пространство между ступицей 3 и маховиком 5 заполнено маслом. Выступы в ступице и маховике делят это пространство на две полости 2 и 1, между которыми и перетекает масло через отверстие 4 в выступе ступицы при возникновении крутильных колебаний, поглощая при этом часть энергии резонансной гармоники возбуждающего момента.

Широкое распространение в автотракторных двигателях получили резиновые гасители крутильных колебаний, в которых ведомый и ведущий диски соединены между собой через упругий слой резины. В этих гасителях необходимая работа сопротивления создается как

за счет упругости резинового слоя, так и за счет внутреннего трения в нем.

Установка на коленчатом валу резинового демпфера приводит к принципиальному изменению самой крутильной системы, так как маховик демпфера через упругий элемент совершает собственные угловые колебания, частота которых определяется величиной моментов инерции этого маховика и жесткостью упругого элемента. К числу степеней свободы крутильной системы добавляется, таким образом, еще одна, а значит, и еще одна частота и соответствующая ей форма свободных колебаний системы.

Все это приводит к перестройке крутильных колебаний системы, в результате чего вместо критической частоты вращения $n_{p.k}$ в рабочем диапазоне частот вращения вала двигателя появляются две другие критические частоты вращения $n'_{p.k}$ и $n''_{p.k}$ (при соответствующем подборе маховика демпфера и его упругого элемента $n'_{p.k}$ и $n''_{p.k}$ можно вывести из рабочего диапазона частот вращения вала двигателя). Обычно резонансные колебания, соответствующие более низкой частоте $n'_{p.k}$, чем резонансная частота без гасителя $n_{p.k}$, являются одноузловыми с узлом колебаний у маховика двигателя, а колебания более высокой частоты $n''_{p.k}$ — двухузловыми с одним узлом колебаний у маховика двигателя и другим — у гасителя колебаний.

К недостаткам резиновых гасителей относится изменение характеристики упругого элемента в процессе эксплуатации.

В некоторых двигателях с целью большего поглощения энергии и уменьшения резонансных амплитуд применяют комбинированные гасители (резиновые и сухого трения и т. п.).

Гасители следует устанавливать в том конце вала, где наибольшая амплитуда угловых колебаний. Амплитуда резонансных колебаний крутильной системы коленчатого вала с гасителем рассчитывается обычным способом (как и без гасителя), только в исходном уравнении работ необходимо учесть и работу сопротивления демпфера

$$W_B = W_{\xi} + W_d,$$

где W_d — работа, поглощаемая демпфером.

В результате разворачивания и решения этого уравнения можно получить следующие выражения для амплитуд резонансных крутильных колебаний системы с демпфером.

$$\Phi_1' = \frac{M_k^a \sum_{i=1}^{n-1} \vec{a}_i}{\xi \omega_c \sum_{i=1}^{n-1} a_i^2 + \xi_d' I_d \omega_c^2} \quad \text{— для системы с гасителем сухого или жидкостного трения;}$$

$$\Phi_1'' = \frac{M_k^a \sum_{i=1}^{n-1} \vec{a}_i}{\xi \omega_c \sum_{i=1}^{n-1} a_i^2 + \xi_d'' \omega_c (a_r - 1)^2} \quad \text{— для системы с резиновым гасителем,}$$

где ξ_d' — безразмерный коэффициент демпфирования в гасителе: $\xi_d' = 0,4 \dots 0,5$ (большая величина для жидкостного гасителя, меньшая — для гасителя сухого трения); I_d — момент инерции маховичков гасителя колебаний; ξ_d'' — коэффициент демпфирования в резиновом гасителе; a_r — относительная амплитуда колебаний элементов резинового гасителя.

При расчете комбинированного гасителя внутреннего и сухого трения обычно элемент сухого трения в расчете не учитывается, так как его демпфирующее действие невелико в сравнении с резиновым элементом.

Глава 14. ДВИГАТЕЛИ НЕСТАНДАРТНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ И ПРИНЦИПОВ ДЕЙСТВИЯ

14.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Поршневые двигатели внутреннего сгорания доведены в настоящее время до высокой степени совершенства рабочего цикла, о чем свидетельствуют значения относительных КПД, достигающие 90%, и сравнительно низкие значения удельного индикаторного расхода топлива. Сле-

довательно, дальнейшее развитие этих двигателей не может привести к значительному повышению их индикаторных показателей. Несколько большим можно ожидать улучшение эффективных показателей за счет уменьшения относительной величины механических потерь.

Основное направление совершенствования поршневых автомобильных и тракторных двигателей в ближайшие годы сводится к увеличению литровой мощности, снижению удельного эффективного расхода топлива, уменьшению габаритных размеров, снижению удельной массы и увеличению надежности и срока службы.

Наряду с этим поршневым двигателям присущ недостаток, связанный с преобразованием поступательного движения поршня во вращательное движение выходного вала. Это преобразование движения вызывает непрерывное действие в двигателе нежелательных ускорений и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс деталей поршневой группы.

Указанные недостатки и ограничения в развитии поршневых двигателей являются доказательством необходимости применения в автомобилях принципиально новых конструкций двигателей, наиболее перспективными из которых могут быть газотурбинные, турбопоршневые и роторные.

14.2. ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Принципиальная схема двухвальной газотурбинной установки приведена на рис. 14.1.

Двигатель работает следующим образом. Воздух из атмосферы поступает через патрубок 3 в центробежный компрессор 4, после которого под давлением подается через теплообменник 6 по трубопроводу 8 в камеру сгорания 12. В эту же камеру через форсунку 11 впрыскивается топливо, подаваемое насосом 1 по топливопроводу 17. Продукты сгорания из камеры 12 поступают через направляющие 16 и рабочие 5 лопатки компрессорной турбины 15 и затем через направляющие 14 и рабочие 13 лопатки тяговой турбины 9 по каналу 7 в теплообменник 6, а оттуда выбрасываются в атмосферу.

Компрессорная турбина служит для привода компрессора и вспомогательных механизмов двигателя (топливного 1 и масляного 2 насосов и электрогенератора).

Конструкция двухвальной газовой турбины выгодно отличается от других тем, что компрессорная и тяговая турбины могут вращаться с различной частотой: компрессорная — с большой частотой, обеспечивающей высокую производительность компрессора, сидящего на одном с ней валу; тяговая — с небольшой частотой, что особенно важно при пуске и трогании автомобиля. Двухвальная газовая турбина имеет лучшую экономичность работы в сравнении с одновальной.

295

в различных климатических условиях; д) лучшая тяговая характеристика, так как крутящий момент непрерывно увеличивается (в двухвальной турбине) при уменьшении частоты вращения (рис. 14.2).

Основным недостатком газотурбинного двигателя является сравнительно низкая экономичность работы. Эффективный КПД современных автомобильных газо-

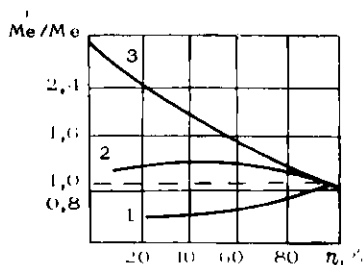


Рис. 14.2. Зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения:

1 — одновальная турбина; 2 — поршневой двигатель; 3 — двухвальная турбина

турбинных установок не превышает 20%. Причиной невысокого теплоиспользования можно считать сравнительно низкую (до 1000 К) температуру газов перед сопловым аппаратом турбины, которая ограничивается качеством жаропрочных материалов. Для снижения температуры газов газотурбинный двигатель работает с большим избытком воздуха ($\alpha=3,5...4,5$), в результате чего 60...70% мощности его расходуется на привод компрессора. (Мощность компрессорной турбины в два раза больше мощности тяговой.)

Следует отметить также, что из-за больших потерь в проточной части и низких КПД тяговой и компрессорной турбин преимущества газотурбинных двигателей могут быть ощутимы пока лишь в условиях применения их на автомобилях большой грузоподъемности, где требуется большая мощность силовой установки (свыше 500 кВт).

14.3. ТУРБОПОРШНЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ

С целью улучшения экономичности газовой турбины ее можно объединить с поршневым двигателем. При этом поршневой двигатель 1 играет роль компрессора и генератора газа высокого давления, а газовая турбина 2 — роль тягового двигателя. Такая объединенная силовая уста-

новка получила название *турбопоршневого двигателя* (рис. 14.3).

Поршневой генератор газа — это двигатель-компрессорный агрегат, работающий по двухтактному циклу с высоким наддувом. Двигательный элемент этого агрегата конструктивно выполняется в виде свободнопоршневого двигателя, в цилиндрах которого движутся навстречу

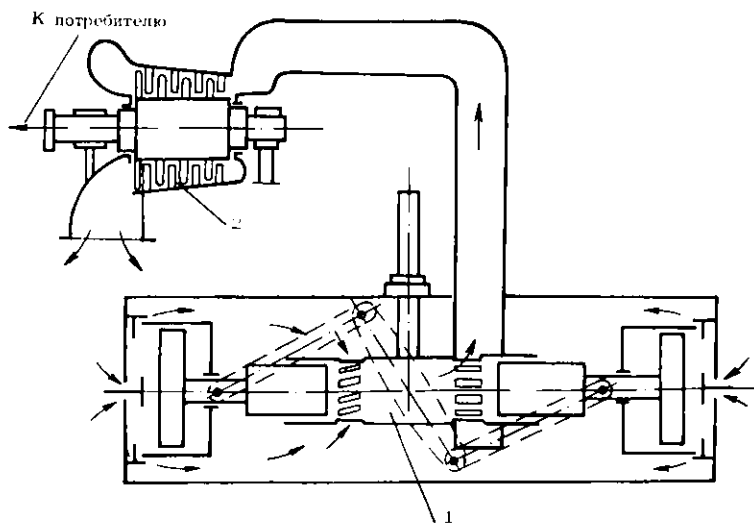


Рис. 14.3. Схема газотурбинной установки со свободнопоршневым генератором газа

друг другу поршни, жестко связанные с поршнями компрессора. Закрытая камера сгорания поршневого генератора позволяет использовать высокие степени сжатия при сгорании топлива и тем самым получить высокий термический КПД его как компрессорного элемента газотурбинного двигателя. В результате турбопоршневой двигатель по экономичности работы приближается к поршневому, сохраняя при этом преимущества газотурбинного двигателя.

14.4. РОТОРНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Попытки избавиться в двигателе внутреннего сгорания от кривошипно-шатунного механизма привели к созданию роторных двигателей.

Рабочий цикл роторного двигателя внутреннего сгорания мало чем отличается от цикла, по которому работает обычный поршневой карбюраторный двигатель. Принципиальное конструктивное отличие заключается прежде всего в том, что в роторных двигателях отсутствует кривошипно-шатунный механизм, так как работа

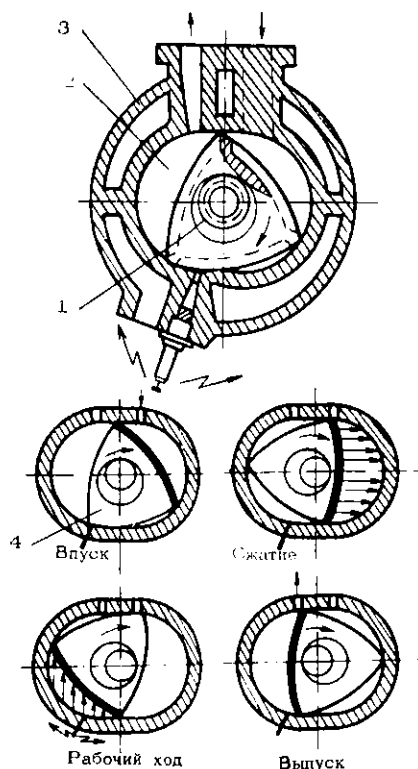


Рис. 14.4. Поперечный разрез и схема работы роторного двигателя

газов в нем воспринимается не поступательно движущимся поршнем, а вращающимся ротором, который передает ее выводному валу двигателя.

Поперечный разрез и схема работы роторного двигателя приведены на рис. 14.4.

Внутренняя полость корпуса 3 роторного двигателя представляет рабочий цилиндр, образующей которого

служит кривая линия, называемая *эпитрохойдой*. Внутри цилиндра, закрытого торцевыми крышками, имеется ротор 4, который, вращаясь относительно своей оси, может обкатываться по неподвижному зубчатому колесу 1. Следовательно, ось ротора также совершает круговое движение, а поскольку она кинематически связана с эксцентриком выводного вала, то вращательное движение оси ротора передается выводному валу двигателя. Все три вершины ротора, имеющего наружную форму сечения в виде криволинейного треугольника, при любом положении его соприкасаются с внутренней поверхностью рабочего цилиндра 2 и делят его объем на три изолированные части. Объем каждой из этих трех частей по мере перемещения ротора непрерывно изменяется, вследствие чего создаются необходимые условия для совершения четырехтактного рабочего цикла, аналогичные условиям в надпоршневом пространстве поршневого двигателя. При этом за один оборот ротора в цилиндре двигателя осуществляются три рабочих цикла — по одному в каждой из трех частей рабочего объема цилиндра. Во избежание перетекания газов из одной части рабочего объема цилиндра в другую ротор оснащается радиальными и торцевыми уплотняющими пластинами.

Роторные двигатели могут быть сделаны одно-, двух-, трех- и многосекционными, при этом в каждой секции должен быть отдельный ротор.

К недостаткам роторных двигателей следует отнести пониженные в сравнении с карбюраторными поршневыми двигателями мощностные и тяговые качества при работе на средних и малых частотах вращения. Наибольшее значение среднего эффективного давления, а следовательно, и крутящего момента имеет место в роторных двигателях при частоте вращения, составляющей 70% от частоты вращения, соответствующей максимальной мощности. Следовательно, зона устойчивых скоростных режимов в роторных двигателях уже, чем в поршневых, что требует при эксплуатации более частых переключений передач. Недостаточно разработанными в роторных двигателях пока являются уплотняющие пластины. По основным конструктивным показателям — удельной массе, габаритным размерам, простоте и технологичности конструкции, по уравновешенности — роторные двигатели имеют преимущество в сравнении с поршневыми.

ЛИТЕРАТУРА

- Автомобильные и тракторные двигатели** / Ленин И. М., Попык К. Г., Малашкин О. М. и др.— М., Высшая школа, 1969.
- Автомобильные и тракторные двигатели. Ч. 1. Теория двигателей и системы их топливоподачи** / Ленин И. М., Костров А. В., Малашкин О. М. и др.— М., Высшая школа, 1976.
- Автомобильные двигатели** / Архангельский В. М., Вихерт М. М., Воинов А. Н. и др.— М., Машиностроение, 1977.
- Артамонов М. Д., Морин М. М.** Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. Ч. 1. Теория автомобильных и тракторных двигателей.— М., Высшая школа, 1973.
- Артамонов М. Д., Морин М. М., Скворцов Г. А.** Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. Ч. 2. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей.— М., Высшая школа, 1978.
- Артамонов М. Д., Панкратов Г. П.** Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей.— М., Машгиз, 1963.
- Болтинский В. Н.** Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей.— М., Сельхозгиз, 1962.
- Бурдун Г. Д.** Справочник по международной системе единиц.— М., Издательство стандартов, 1977.
- Воинов А. Н.** Сгорание в быстроходных поршневых двигателях.— М., Машиностроение, 1977.
- Двигатели внутреннего сгорания. Т. 2. Теория рабочих процессов в поршневых и комбинированных двигателях** / Орлин А. С., Вырубов Д. Н., Ивил В. И. и др.— М., Машиностроение, 1971.
- Двигатели внутреннего сгорания. Т. 3. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей** / Орлин А. С., Вырубов Д. Н., Круглов М. Г. и др.— М., Машиностроение, 1972.
- Железко Б. Е., Тарасик В. П.** Анализ уравновешенности поршневых автотракторных двигателей.— Минск, БПИ, 1976.
- Конструкция и расчет автотракторных двигателей** / Вихерт М. М., Доброгаев Р. П., Ляхов М. И. и др.— М., Машиностроение, 1964.
- Колчин А. И., Демидов В. П.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей.— М., Высшая школа, 1971.
- Круглов М. Г.** Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания.— М., Машгиз, 1963.
- Попык К. Г.** Динамика автомобильных и тракторных двигателей.— М., Высшая школа, 1970.
- Попык К. Г., Сидорин К. И., Костров А. В.** Автомобильные и тракторные двигатели. Ч. 2. Конструкция и расчет двигателей.— М., Высшая школа, 1976.
- Попык К. Г.** Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей.— М., Высшая школа, 1973.
- Теория двигателей внутреннего сгорания** / Дьяченко Н. Х., Костин А. К., Пугачев Б. П. и др.— Л., Машиностроение, 1974.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
РАЗДЕЛ I	
ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	8
Глава 1. Теоретические циклы поршневых двигателей	8
1.1. Общие положения	8
1.2. Обобщенный цикл с подводом тепла при постоянном объеме и постоянном давлении	9
1.3. Цикл с подводом тепла при постоянном объеме	13
1.4. Цикл с подводом тепла при постоянном давлении	14
1.5. Сравнительный анализ теоретических циклов	14
1.6. Теоретические циклы двигателей с турбонаддувом Действительный рабочий цикл поршневого двигателя	16 19
Глава 2. Процесс наполнения	20
2.1. Общие сведения	20
2.2. Давление в процессе наполнения	21
2.3. Температура в процессе наполнения	23
2.4. Коэффициент наполнения	26
Глава 3. Процесс сжатия	29
3.1. Общие сведения	29
3.2. Давление и температура в конце процесса сжатия	32
Глава 4. Топливо и реакции его сгорания	33
4.1. Общие сведения	33
4.2. Реакции сгорания жидкого топлива	35
4.3. Анализ сгорания топлива	38
4.4. Теплосмкость свежего заряда и продуктов сгорания	41
Глава 5. Процесс сгорания	46
5.1. Общие сведения	46
5.2. Процесс сгорания в карбюраторных двигателях	47
	301

5.3. Факторы, влияющие на процесс сгорания в карбюраторных двигателях	50
5.4. Отклонения от нормального процесса сгорания в карбюраторных двигателях	56
5.5. Процесс сгорания в дизеле	62
5.6. Факторы, влияющие на процесс сгорания в дизеле	65
5.7. Температура в конце сгорания	69
5.8. Давление в конце сгорания	72
Глава 6. Процессы расширения и выпуска	74
6.1. Процесс расширения	74
6.2. Давление и температура в конце расширения	76
6.3. Процесс выпуска	78
6.4. Токсичность и методы обезвреживания отработавших газов	80
Глава 7. Показатели, характеризующие работу двигателя	81
7.1. Индикаторные показатели	81
7.2. Механические потери	92
7.3. Эффективные показатели	95
7.4. Литровая и поршневая мощности двигателя	98
7.5. Тепловой расчет и определение основных размеров двигателя	99
7.6. Особенности рабочего цикла двухтактного двигателя	102
Глава 8. Тепловой баланс и пути улучшения показателей двигателя	105
8.1. Тепловой баланс двигателя	105
8.2. Пути повышения мощности и улучшения экономичности двигателя	108
Глава 9. Характеристики автомобильных и тракторных двигателей	114
9.1. Общие положения	114
9.2. Скоростные характеристики	115
9.3. Нагрузочные характеристики	120
9.4. Регулировочные характеристики	122
9.5. Детонационные характеристики	124
РАЗДЕЛ II	
ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	
	126
Глава 10. Кинематика кривошипно-шатунного механизма	126
10.1. Общие сведения	126
10.2. Кинематика поршня	129

10.3. Кинематика шатуна	140
10.4. Особенности кинематики смещенного кривошипно-шатунного механизма	142
Глава 11. Динамика кривошипно-шатунного механизма	144
11.1. Общие сведения	144
11.2. Силы давления газов	144
11.3. Массы движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма и их приведение	146
11.4. Силы инерции кривошипно-шатунного механизма	149
11.5. Суммарные силы, действующие в к.ш.м.	151
11.6. Силы, действующие на шатунную шейку кривошипа и шатунный подшипник	158
11.7. Силы, действующие на коренную шейку коленчатого вала и коренной подшипник	162
Глава 12. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей	166
12.1. Общие сведения	166
12.2. Исходные величины и зависимости для анализа уравновешенности двигателя	168
12.3. Общие зависимости для анализа уравновешенности поршневых двигателей	169
12.4. Частные варианты анализа уравновешенности двигателей	182
12.5. Анализ уравновешенности автомобильных и тракторных двигателей	186
12.6. Методы уравновешивания двигателей	235
12.7. Равномерность крутящего момента и хода двигателя	240
Глава 13. Крутильные колебания коленчатого вала	245
13.1. Общие сведения	245
13.2. Расчет и составление схемы эквивалентной системы	246
13.3. Свободные крутильные колебания	254
13.4. Гармонический анализ крутящего момента	265
13.5. Сопротивление колебаниям	275
13.6. Вынужденные колебания	277
13.7. Определение напряжений при резонансе	286
13.8. Резонансные режимы работы двигателя	287
13.9. Способы гашения крутильных колебаний	288
Глава 14. Двигатели нестандартных конструктивных схем и принципов действия	293
14.1. Общие сведения	293
14.2. Газотурбинный двигатель	294
14.3. Турбопоршневой двигатель	296
14.4. Роторный двигатель	297
Литература	300

Борис Ефимович Железко

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ДИНАМИКА
АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ**

Редактор *А. П. Берлина*
Мл. редактор *Н. Н. Липько*
Худож. ред. *В. И. Валентович*
Техн. ред. *Г. М. Романчук*
Корректор *Л. А. Шлыкович*
ИБ № 893

Сдано в набор 27.12.79. Подписано в печать 15.04.80.
АТ 08555. Формат 84×108¹/₁₆. Бумага типогр. № 2. Гарни-
тура литературная. Высокая печать. Усл. печ. л. 15,96.
Уч.-изд. л. 16,07. Тираж 2600 экз. Изд. № 78-139. Зак.
№ 119. Цена 90 коп

Издательство «Вышэйшая школа» Государственного ко-
митета БССР по делам издательств, полиграфии и книж-
ной торговли. 220048, Минск, Парковая магистраль, 11.

Типография им. Франциска (Георгия) Скоринны издатель-
ства «Наука и техника». Минск, Ленинский пр., 68.