

ГЛАВА XVI

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ

Существует несколько типов кривошипно-шатунных механизмов. Наиболее распространен а к с и а л ь н ы й (простой) кривошипно-шатунный механизм, у которого оси цилиндра и коленчатого вала пересекаются. Довольно часто в двухтактных мотоциклетных двигателях применяется д е з а к с и а л ь н ы й кривошипно-шатунный механизм, в котором ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала. Значительно реже, обычно в двухтактных двигателях, кривошипно-шатунные механизмы выполняют с прицепным или с двойным вильчатым шатуном.

§ 79. КИНЕМАТИКА ПОРШНЯ ПРОСТОГО КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Из фиг. 208 имеем

$$S = L + R - R \cos \alpha - L \cos \beta,$$

где L — длина шатуна;
 R — радиус кривошипа;
 $L + R$ — расстояние от оси поршневого пальца до оси коленчатого вала, когда поршень находится в в. м. т.;
 β — угол между осями шатуна и цилиндра.

Преобразуя выражение, получим

$$S = R \left[1 + \frac{L}{R} - \left(\cos \alpha + \frac{L}{R} \cos \beta \right) \right].$$

Для облегчения дальнейших рассуждений введем величину

$$\lambda = \frac{R}{L}.$$

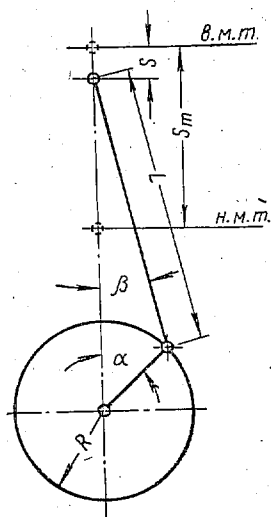
Эта величина характеризует соотношение конструктивных размеров деталей кривошипно-шатунного механизма. Для современных мотоциклетных двигателей λ находится в пределах $\frac{1}{3,2} - \frac{1}{4,3}$. Бóльшее значение относится к двигателям, при проектировании которых стремились сократить габаритные размеры, например, в двигателях с горизонтальными противоположащими цилиндрами, расположенными перпендикулярно продольной оси мотоцикла, для того чтобы уменьшить ширину, увеличив этим возможный угол крена мотоцикла.

С введением λ выражение принимает вид

$$S = R \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) \right]. \quad (52)$$

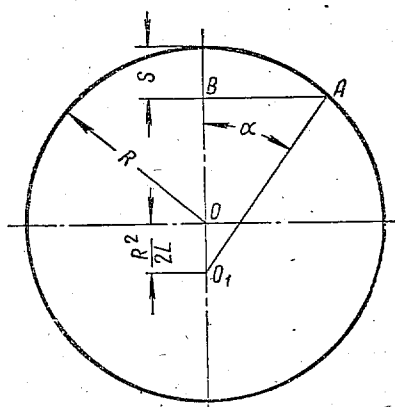
В результате дальнейших преобразований и упрощений получим

$$S = R \left[1 + \frac{\lambda}{4} - \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right] = RA. \quad (53)$$



Фиг. 208. Схема простого кривошипно-шатунного механизма.

Для подсчета величины перемещения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала, пользуются



Фиг. 209. Графическое определение перемещений поршня.

таблицами¹, в которых приведены значения коэффициента A через каждые 5° угла поворота кривошипа при различных значениях λ .

Анализируя формулу (52) видим, что в в. м. т., когда $\alpha = 0^\circ$, и $S = 0$. В н. м. т., когда $\alpha = 180^\circ$, $S = 2R$, так как $\cos 180^\circ = -1$.

При повороте коленчатого вала на 90°

$$S = R \left[1 + \frac{\lambda}{4} - \left(0 + \frac{-1}{4} \right) \right] = R \left(1 + \frac{\lambda}{2} \right),$$

т. е. поршень проходит больше половины своего пути на величину $\frac{\lambda R}{2}$, возрастающую с увеличением λ ; следовательно, при данном радиусе кривошипа путь поршня в первой четверти поворота коленчатого вала тем больше, чем короче шатун.

На практике часто пользуются графическим методом построения кривой перемещения поршня по способу Брикса. Для этой цели проводят окружность радиуса R (фиг. 209). Из точки O_1 , смещенной

¹ И. Ш. Нейман, Динамика авиационных двигателей, Оборонгиз, 1940.

относительно центра окружности на величину $\frac{R^2}{2L}$, отложенную в том же масштабе, что и R , проводят луч O_1A под углом α . Проекция точки A пересечения луча с окружностью на линию мертвых точек дает искомого положение поршня (точка B).

Если принять, что угловая скорость вращения кривошипа постоянна, то

$$\omega_{cp} = \frac{\pi n}{30} \text{ 1/сек}, \quad (54)$$

где n — число оборотов кривошипа в минуту. Приближенная формула для скорости перемещения в этом случае принимает вид

$$v = R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) = BR\omega. \quad (55)$$

В таблицах¹ приведены значения коэффициента

$$B = \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$$

для различных положений кривошипа.

Наибольшую скорость поршень имеет не при угле поворота кривошипа, равном 90° , а при несколько меньшем.

Средняя скорость поршня

$$v_{cp} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек}; \quad (56)$$

максимальную скорость поршня современных мотоциклетных двигателей можно определить из выражения

$$v_{\max} = 1,6 - 1,65 v_{cp}.$$

Ускорение поршня определяют по формуле

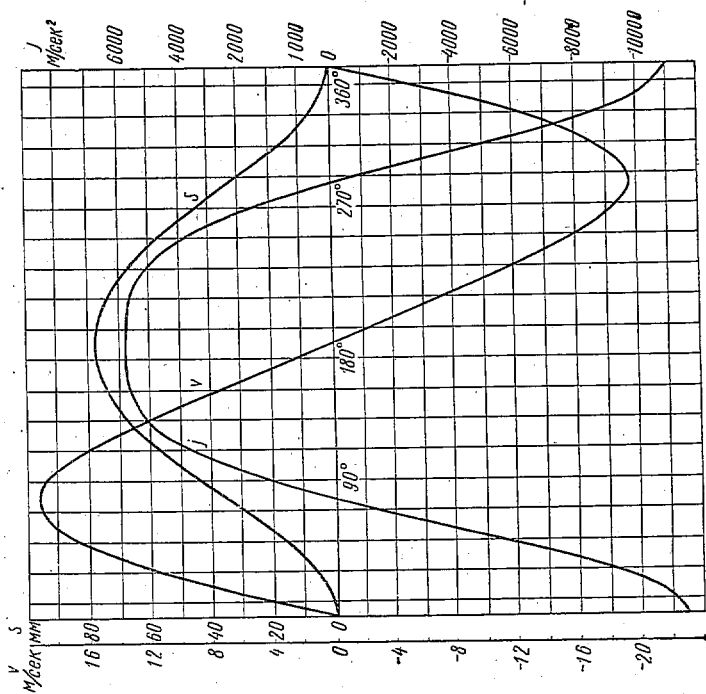
$$j = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = CR\omega^2. \quad (57)$$

Для определения коэффициента C при различных значениях α и λ пользуются указанными выше таблицами¹.

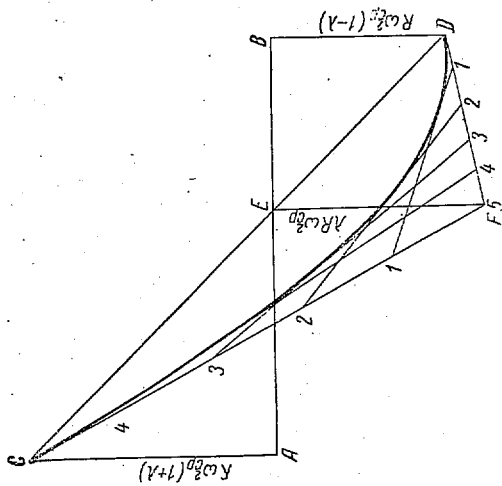
Во всех приведенных формулах углы α и перемещения поршня отсчитывают от в. м. т.; в этом случае поршень наиболее удален от коленчатого вала. Скорость и ускорение поршня положительны, если направлены к оси коленчатого вала.

Для графического построения ускорений поршня по способу Толле (фиг. 210) на горизонтальной оси откладывают отрезок AB , представляющий ход поршня в соответствующем масштабе. Через

¹ И. Ш. Нейман, Динамика авиационных двигателей, Оборонгиз, 1940.



Фиг. 211. Путь, скорость и ускорение поршня двигателя М-72 ($S = 78$ мм, $n = 4600$ об/мин.).



Фиг. 210. Графическое определение ускорений поршня.

точки A и B проводят перпендикуляры AC и BD , на которых откладывают ускорения, соответствующие нижней и верхней мертвым точкам поршня:

$$AC = R\omega_{cp}^2 (1 + \lambda);$$

$$BC = -R\omega_{cp}^2 (1 - \lambda).$$

Точки C и D соединяют прямой линией. Из точки E пересечения прямых AB и CD опускают перпендикуляр, на котором откладывают в том же масштабе, который был выбран для ускорений, отрезок $EF = 3\lambda R\omega_c^2$. Точку F соединяют прямыми линиями с точками C и D , затем делят отрезки CF и DF на равное число частей и соединяют соответствующие деления прямыми.

Общая касательная кривая к этим прямым соответствует ускорениям поршня.

На фиг. 211 показаны кривые изменения пути, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа, построенные с использованием таблиц.

§ 80. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННЫХ ДВИЖУЩИХСЯ МАСС КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА. СИЛЫ ИНЕРЦИИ

Поршень движется возвратно-поступательно вдоль оси цилиндра вместе со связанными с ним деталями: компрессионными и маслосъемными кольцами, пальцем и стопорными кольцами. Масса всех этих деталей m_n движется с ускорением.

Шатун совершает сложное движение, при котором верхняя головка движется с ускорением j вдоль оси цилиндра, а тело шатуна (стержень) вращается относительно оси большой головки.

Точное определение направления и величины сил инерции шатуна представляет значительную сложность, поэтому принято считать, что шатун имеет два самостоятельных движения (фиг. 212):

а) поступательное движение массы $m_1 = m_{ш} \frac{L-a}{L}$ вдоль оси цилиндра и

б) вращательное движение массы $m_2 = m_{ш} \frac{a}{L}$ вокруг оси кривошипа.

При предварительных расчетах двигателя предполагают, что

$$m_1 = \frac{1}{3} m_{ш}, \quad a \quad m_2 = \frac{2}{3} m_{ш}.$$

Вращательное движение вокруг оси кривошипа совершают также детали подшипника большой головки шатуна: ролики, сепаратор или вкладыши ($m_{нш}$).

Таким образом, все детали кривошипно-шатунного механизма можно рассматривать как две массы:

а) m_j — масса частей, движущихся возвратно-поступательно вдоль цилиндра,

$$m_j \approx m_n + \frac{1}{3} m_{ш};$$

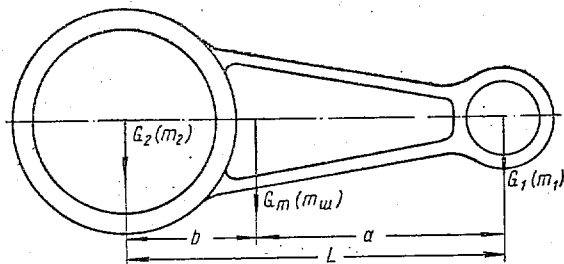
б) m_c — масса частей, вращающихся вокруг оси кривошипа,

$$m_c \approx \frac{2}{3} m_{ш} + m_{пш}.$$

Соответственно этому в кривошипно-шатунном механизме действуют две силы инерции. Сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей, действующая вдоль оси цилиндра,

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (58)$$

При сложении положительными считают силы, направленные к оси коленчатого вала.



Фиг. 212. Схема приведенных масс шатуна.

Центробежная сила, направленная по кривошипу,

$$P_c = m_c R \omega^2. \quad (59)$$

§ 81. ДИНАМИКА ПРОСТОГО КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

На фиг. 213 показаны силы, действующие на детали простого кривошипно-шатунного механизма одноцилиндрового двигателя. На поперечное сечение стенок цилиндра действует сила, направленная вверх и равная

$$P_i = \frac{\pi D^2}{4} p_i.$$

Такая же по величине сила P'_i действует на поршень в обратном направлении (вниз). Здесь p_i — давление газов (из индикаторной диаграммы).

На поршневой палец действует алгебраическая сумма сил

$$P = P'_i + P_j,$$

где P_i' — сила давления газов на поршень;

P_j — сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей.

Силу P можно разложить на две составляющие, направленные вдоль оси шатуна, — силу $P_{ш}$ и перпендикулярно оси цилиндра силу N . Сила

$$P_{ш} = \frac{P}{\cos \beta},$$

где β — угол наклона шатуна в данный момент.

Так называемая нормальная или боковая сила давления поршня на стенки цилиндра $N = P \operatorname{tg} \beta$.

Для определения $\operatorname{tg} \beta$ при различных значениях α и λ пользуются таблицами¹.

Перенеся силу $P_{ш}$ к центру кривошипного пальца и разложив ее по направлениям радиуса кривошипа и перпендикулярно ему, получим силу Z , называемую нормальной, и силу T — касательную, или тангенциальную.

Зависимость между силами $P_{ш}$, T и Z следующая:

$$Z = P_{ш} \cos(\alpha + \beta); \quad T = P_{ш} \sin(\alpha + \beta).$$

Подставляя значение $P_{ш}$, получим

$$Z = P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (60)$$

$$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (61)$$

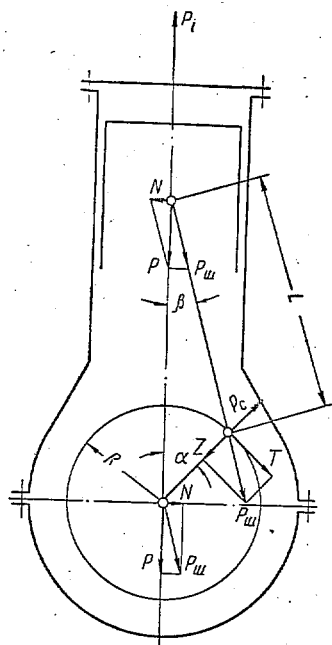
В указанных выше таблицах приводятся значения коэффициентов $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ и $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ для различных значений α и λ .

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей передается картеру двигателя. То же самое можно сказать и о центробежной силе P_c .

Кроме этих двух сил, крепление двигателя должно воспринимать и реактивный момент M_R , равный крутящему моменту двигателя, $M = T \cdot R$.

Действие сил P_j и P_c на крепление двигателя при уравнивании может частично или даже полностью уничтожиться, реактивный же момент двигателя всегда действует на крепление.

¹ И. Ш. Нейман, Динамика авиационных двигателей, Оборонгиз, 1940.



Фиг. 213. Схема сил, действующих в простом кривошипно-шатунном механизме.

Средняя величина реактивного момента

$$M_R = \frac{716,2N_e}{n} \text{ кгм.} \quad (62)$$

Реактивный момент действует в направлении, обратном вращению коленчатого вала.

Как было указано выше, силу инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяют по формуле

$$P_j = -m_j R \omega^2 \cos \alpha - \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha.$$

Первый член этого выражения называют силой инерции первого порядка, второй — силой инерции второго порядка.

Существуют еще силы инерции четвертого, шестого и т. д. до n -го порядка.

Однако члены, стоящие после второго члена, малы, и ими пренебрегают. Как видно из формулы, сила инерции первого порядка достигает наибольшего или наименьшего значения только один раз за оборот коленчатого вала, т. е. периодом изменения силы инерции первого порядка является полный оборот коленчатого вала (360° , или 2π радиан).

Периодом изменения сил инерции второго порядка является пол-оборота коленчатого вала (180° , или π радиан).

Выявить силы и характер их изменения и является задачей динамического расчета двигателя.

§ 82. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Силы от давления газов на поршень определяют из индикаторной диаграммы, построенной на основании теплового расчета двигателя (см. § 75). Однако не всегда такой расчет проводится. Обычно динамическим расчетом пользуются для двигателя, основные параметры которого V_h , ϵ , N_e и n_m определены с достаточной точностью по сравнительным данным. В этом случае можно непосредственно найти силы давления газов, действующие на поршень, построив индикаторную диаграмму.

Определение сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс. Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма

$$p = -m_j \ddot{x} \text{ кг.}$$

Обычно принято эту силу относить к 1 см^2 площади поршня. Это дает возможность сравнивать по динамической напряженности двигателя самых различных размеров и конструкций.

Сила инерции, отнесенная к площади поршня,

$$p_j = -\frac{G_{\text{пдч}}}{g} R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \frac{1}{F} \text{ кг/см}^2, \quad (63)$$

где $G_{\text{пдч}}$ — вес возвратно-поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма;

F — площадь поршня.

При определении ускорений j поршня для подсчета сил инерции лучше всего пользоваться таблицей, как указано выше. В этом случае диаграмму удельных сил инерции p_j строят в зависимости от угла α , причем интервалы между принятыми значениями α должны быть не больше 20° . Иногда используют графический метод для определения удельной силы p_j , которую определяют в этом случае в зависимости от перемещения поршня, как это делалось при построении индикаторной диаграммы.

Графический метод определения сил инерции целесообразно применять при числе цилиндров не более двух и равномерном чередовании вспышек.

Масштабы сил p_j и перемещений выбирают такими же, как и для построения индикаторной диаграммы.

Силы газов на индикаторной диаграмме показаны как функция хода поршня. Если силы инерции определялись в зависимости от угла поворота коленчатого вала, то прежде чем приступить к их сложению, диаграмму сил газов следует построить в такой же зависимости. Для этого необходимо разметить на оси V индикаторной диаграммы углы α поворота коленчатого вала.

Наиболее точно можно разметить углы α , пользуясь формулой (52). Однако для учебных целей следует пользоваться описанным графическим способом (§ 79).

Давление, действующее на днище поршня, находят по формуле

$$p_i = p - p_k,$$

где p — абсолютное давление на днище поршня в $кг/см^2$ (берут из индикаторной диаграммы);

p_k — давление в картере в $кг/см^2$; обычно принимают равными атмосферному.

Полученные значения p_i наносят на график (фиг. 214, а). На эту же диаграмму наносят и кривую изменения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс.

При сложении сила газов независимо от такта (сжатие и расширение) принимается положительной; соответственно с этим удельная сила инерции p_j положительна при направлении к оси коленчатого вала и отрицательна при направлении от оси. Складывать силы p_i и p_j легче всего графически, пользуясь измерителем.

Касательные T и нормальные Z силы лучше определять аналитически. Эти силы также принято относить к $1 см^2$ площади поршня. В этом случае их обозначают соответственно T' и Z' .

Графики удельных сил T' и Z' (фиг. 214, б) строят в том же масштабе, что и предыдущий график.

График удельной боковой силы N' , действующей на стенки цилиндра, показан на фиг. 214, в.

Удельную силу N' определяют по формуле

$$N' = (p_i + p_j) \operatorname{tg} \beta. \quad (64)$$

На фиг. 213 видно, что на шатунную шейку коленчатого вала действуют удельные силы Z' , T' и P'_c . Удельная сила, действующая на шатунную шейку,

$$K' = \sqrt{T'^2 + (Z' + P'_c)^2}. \quad (65)$$

Пользуясь этой формулой, строят векторный график сил, действующих на шатунную шейку кривошипа (фиг. 214, *г*) в следующем порядке. Откладывают вверх от точки A по вертикальной оси в масштабе, принятом для сил, удельную центробежную силу

$$P'_c = -m_c R \omega^2 \frac{1}{F} \text{ кг/см}^2.$$

Через полученную точку O проводят горизонтальную линию, на которой откладывают значения T' : вправо — положительные, влево — отрицательные. От конца вектора, изображающего силу T' , в вертикальном направлении откладывают отрезки, соответствующие силе Z' для того же угла поворота коленчатого вала. Отрицательные значения Z' откладывают вверх, положительные — вниз. Отрезок, соединяющий полученную точку B с точкой A , и является результирующей силой, действующей на шатунную шейку.

Определив точки B для всех принятых значений угла α и соединив их плавной кривой, получим векторную или полярную диаграмму сил K' , действующих на шатунную шейку.

График сил K' (фиг. 214, *д*) представляет собой развернутый векторный график. Для его построения откладывают отрезки AB (фиг. 214, *г*), соответствующие принятым углам поворота α .

Этот график строят не учитывая направления действия силы K ; для расчета шатунного подшипника важно определить максимальное и среднее значения K .

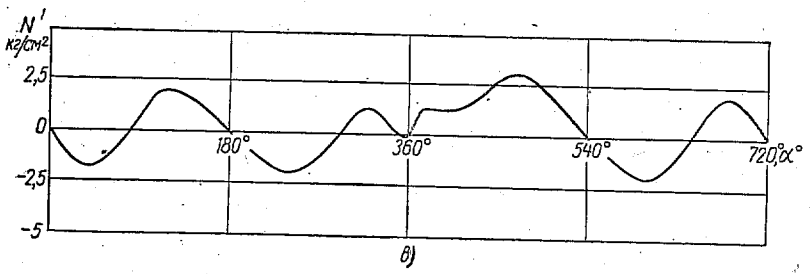
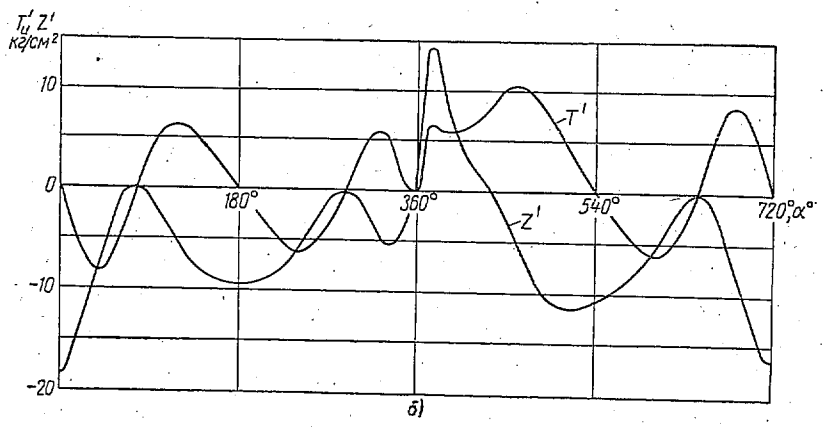
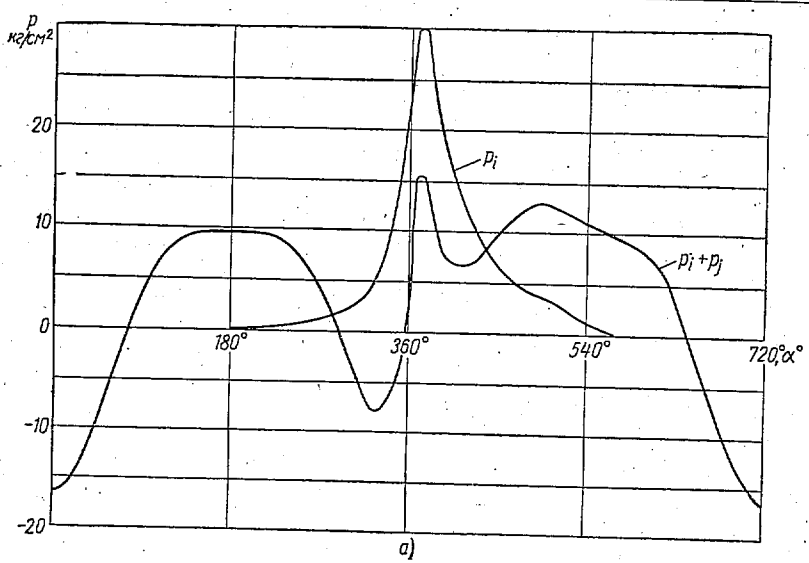
Если двигатель имеет два и более цилиндров, строят график суммарной касательной силы, являющейся алгебраической суммой, действующих одновременно на коленчатый вал касательных сил T от всех цилиндров. Для построения графика (фиг. 214, *е*) складывают на графике силы T' для одного цилиндра (фиг. 214, *б*) отрезки, соответствующие касательным силам, отстоящим одна от другой на угол α , равный углу между вспышками. Например, при суммировании касательных сил двухцилиндрового четырехтактного двигателя с рядным расположением цилиндров угол $\alpha = 360^\circ$; для такого же двухтактного двигателя $\alpha = 180^\circ$.

График суммарной касательной силы в масштабе есть кривая изменения крутящего момента двигателя за цикл. Из этого следует, что среднее значение $T_{cp} R \eta_m$ соответствует среднему крутящему моменту двигателя,

$$M = 716,2 \frac{N_e}{n} \text{ кгм},$$

где N — мощность двигателя.

Графическое построение кривых можно рекомендовать только для учебной цели при динамическом расчете одно- и двухцилиндровых



Фиг. 214. Графики динамичес

вых четырехтактных двигателей с равномерным чередованием рабочих ходов.

Вычислять следует пользуясь логарифмической линейкой, с точностью до третьего знака, а вычерчивать желательнее на миллиметровой бумаге.

Интервал для углов поворота коленчатого вала $\alpha_2 - \alpha_1$ принимают $10-20^\circ$; при необходимости на отдельных участках вводят дополнительные, промежуточные значения α , например в момент максимального давления вспышки $\alpha = 370^\circ$ при взятом интервале $\alpha_2 - \alpha_1 = 20^\circ$. Можно рекомендовать для построения графиков следующие масштабы: для сил в четырехтактных двигателях 1 мм соответствует $0,2-0,25 \text{ кг/см}^2$; для двухтактных 1 мм соответствует $0,1 \text{ кг/см}^2$; для углов поворота коленчатого вала 5 мм соответствует 10° .

§ 83. РАВНОМЕРНОСТЬ ХОДА ДВИГАТЕЛЯ И РАСЧЕТ МАХОВИКОВ

Рассматривая график суммарных касательных сил (фиг. 214, е), который в другом масштабе является и графиком мгновенных крутящих моментов, можно заметить, что крутящий момент за цикл постоянно изменяется в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

У одноцилиндрового четырехтактного двигателя (фиг. 214, б) за два оборота (720°) коленчатого вала крутящий момент один раз достигает минимального значения (сжатие) и один раз — максимального (рабочий ход).

У двухцилиндрового четырехтактного двигателя за этот период такое изменение произойдет два раза, у четырехцилиндрового четырехтактного четыре раза и т. д.

Периодом изменения крутящего момента одноцилиндрового двухтактного двигателя является один оборот коленчатого вала (360°).

Кривая изменения крутящего момента показывает, что для сохранения постоянной скорости вращения коленчатый вал должен получать дополнительную энергию в течение трех тактов: впуска, сжатия и выпуска (имеется в виду четырехтактный одноцилиндровый двигатель) и лишь в течение одного такта может совершать полезную работу.

Иными словами, если площадь, ограниченная линией T_{cp} и кривой $T_{сум}$, отрицательна, происходит торможение коленчатого вала; если эта площадь положительна (находится выше линии T_{cp}), происходит его разгон.

Использовать такой двигатель для практических целей невозможно. Чтобы двигатель мог работать, необходимо энергию, полученную во время рабочего хода, собрать, или, как говорят, аккумуляровать, и возвращать частично, исключая энергию, затраченную на перемещение мотоцикла, коленчатому валу в течение остальных трех тактов.

Простейшим и наиболее компактным аккумулятором энергии для двигателей внутреннего сгорания является маховик, который либо

установлен на конец коленчатого вала, либо является составной частью его.

Полезная работа рабочего хода расходуется на увеличение угловой скорости $\Delta\omega$ маховика, который в последующие такты за счет своей инерции продолжает вращать коленчатый вал, теряя при этом полученное приращение угловой скорости.

Таким образом, скорость коленчатого вала двигателя все время изменяется.

Чтобы определить величину и характер изменения угловой скорости ω вращения коленчатого вала, используем уравнение живой силы для вращательного движения:

$$\Rightarrow \Delta M (\alpha_2 - \alpha_1) = \frac{J_M}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2). \quad (66)$$

Работа избыточного момента ΔM на участке $\alpha_2 - \alpha_1 = \Delta\alpha$ вызывает изменение кинетической энергии маховика и связанных с ним подвижных деталей кривошипно-шатунного механизма:

$$\frac{J_M}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2),$$

где J_M — момент инерции маховика и связанных с ним деталей кривошипно-шатунного механизма;
 ω_1 и ω_2 — мгновенные угловые скорости, соответствующие углам α_1 и α_2 поворота кривошипа.

Минимальные и максимальные значения угловой скорости и крутящего момента коленчатого вала не совпадают по углу поворота и по времени.

Преобразуя уравнение (66), получим

$$\Delta M (\alpha_2 - \alpha_1) = \frac{J_M}{2} (\omega_2 - \omega_1) (\omega_2 + \omega_1).$$

Подставляем в полученное выражение

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_2 + \omega_1}{2}.$$

Принимая, что t_1 и t_2 — время, соответствующее углам поворота α_1 и α_2 коленчатого вала, и умножая числитель и знаменатель правой части на $t_2 - t_1$, а также имея в виду, что

$$\omega_{cp} = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{t_2 - t_1},$$

получим

$$\frac{\Delta M}{J_M} = \epsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_2 - t_1}. \quad (67)$$

Угловое ускорение коленчатого вала пропорционально приращенному крутящему моменту. Иными словами, график касательных

сил T в соответствующем масштабе является и графиком угловых ускорений коленчатого вала.

Преобразуя формулу (67), будем иметь

$$\omega_2 - \omega_1 = \frac{\Delta M}{J_m} (t_2 - t_1). \quad (68)$$

Эта формула позволяет определить приращение угловой скорости за время поворота коленчатого вала на угол $\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1$.

Пользуясь формулой (68) и графиком касательных сил, можно построить график изменения угловых скоростей ω .

Как видно из графиков (фиг. 215), угловая скорость для разных двигателей и режимов работы изменяется по-разному.

Оценивая двигатель графиков изменения угловой скорости коленчатого вала, определяют степень неравномерности хода:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}. \quad (69)$$

Степень неравномерности хода зависит от частоты чередования всплеск, средней угловой скорости коленчатого вала, момента инерции маховика, величины приращений крутящего момента (который, в свою очередь, зависит от рабочего объема цилиндра и степени форсировки двигателя).

Степень неравномерности хода можно определить также из выражения

$$\delta = B \frac{RF\eta_m\pi}{J_m\omega_{\text{ср}}180} \cdot m_T \cdot m_\alpha, \quad (70)$$

где B — наибольшая положительная площадь, ограниченная кривой касательных сил T и линией их среднего значения $T_{\text{ср}}$ (фиг. 214, e);

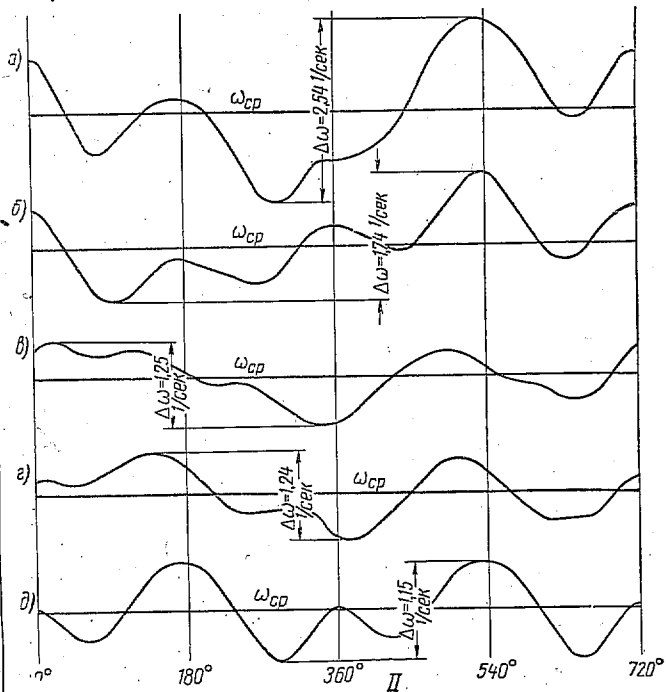
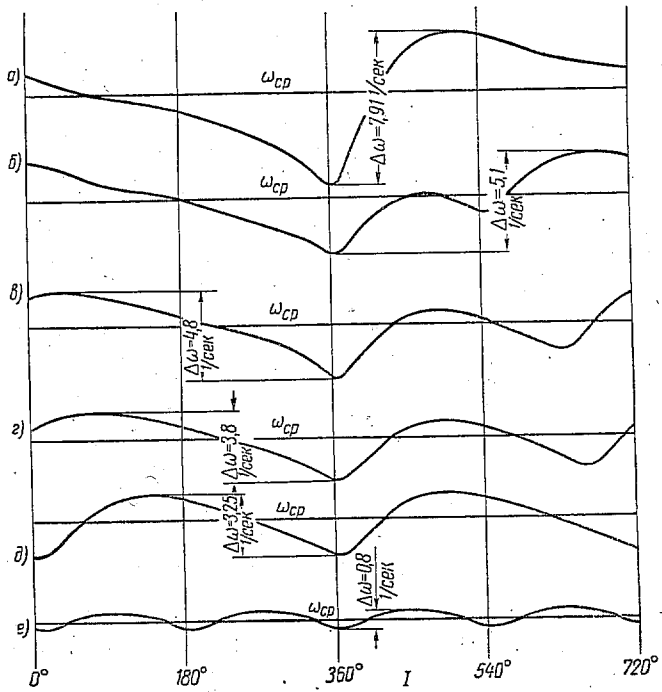
m_T и m_α — соответствующие масштабы касательных сил и углов поворота коленчатого вала.

Пользуясь формулой (70), можно определить необходимый момент инерции маховика для получения заданной степени неравномерности хода двигателя.

Следует отметить, что на комфортабельность, а иногда и на устойчивость мотоцикла сильно влияет степень неравномерности хода двигателя. Степень неравномерности хода зависит от величины изменения крутящего момента и характеризует также величину изменения нагрузки на детали силовой передачи мотоцикла.

Чтобы улучшить равномерность движения мотоцикла, а также выравнять нагрузки на детали силовой передачи, можно ввести в нее специальный упругий гаситель, уменьшающий неравномерность крутящего момента.

Гаситель позволяет значительно уменьшить момент инерции маховика, а следовательно его вес и размеры, поэтому установка гасителя весьма желательна.



Фиг. 215. Изменение угловых скоростей за два оборота коленчатого вала четырехтактных двигателей:

I — при $n=1200$ об/мин; II — при $n=4000$ об/мин; а — одноцилиндрового; б — двухцилиндрового с параллельными цилиндрами и коленами, расположенными под углом 180° ; в — двухцилиндрового V-образного при $\gamma = 90^\circ$; г — двухцилиндрового V-образного при $\gamma = 60^\circ$; д — двухцилиндрового с равномерным чередованием вспышек; е — четырехцилиндрового. Для всех двигателей $V_h = 750$ см³, $N_e = 22$ л. с., $n_m = 4600$ об/мин, $\varepsilon = 5,8$

Однако при значительном уменьшении момента инерции маховика (или маховиков) ухудшается способность мотоцикла трогаться с места. Для выяснения этого рассмотрим процесс трогания мотоцикла с места.

После пуска двигателя шестерни коробки передач занимают нейтральное положение, водитель выключает сцепление и включает первую передачу. Затем, постепенно отпуская сцепление, вращает рукоятку, которая управляет дроссельным золотником, увеличивая наполнение цилиндров горючей смесью.

Мотоцикл может начать двигаться, когда момент сцепления будет равен сумме моментов сопротивлений: трения в деталях силовой передачи и качению шин.

Если трогание с места происходит на подъеме, то к сопротивлениям добавляется сопротивление подъема.

В начале разгона мотоцикл движется с пробуксовывающим сцеплением, причем угловая скорость ведомых дисков увеличивается, а угловая скорость коленчатого вала уменьшается.

Дальнейший разгон начинается с момента окончания пробуксовки сцепления, когда мотоцикл движется под действием избыточного крутящего момента двигателя.

В начале разгона инерция маховика оказывает положительное влияние, а затем уменьшает ускорение мотоцикла.

Для увеличения ускорения мотоцикла (приемистости), что особенно важно для гоночного мотоцикла, необходимо уменьшить момент инерции маховика.

Расчет маховика на трогание с места производят упрощая описанный процесс. Считают, что во время трогания крутящий момент двигателя от сил газов целиком идет на преодоление моментов сопротивления трения и качения, а инерция мотоцикла преодолевается только за счет потери кинетической энергии вращающихся масс двигателя.

Исходя из этого определим кинетическую энергию, затрачиваемую на трогание мотоцикла с места и разгон его до скорости v , соответствующей минимальным устойчивым оборотам n_2 коленчатого вала двигателя:

$$L = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2}. \quad (71)$$

Моменты инерции колес не учитывают, так как они по сравнению с массой мотоцикла незначительны.

Кинетическая энергия маховика, потерянная при уменьшении числа оборотов коленчатого вала с n_1 до n_2 , где n_1 — число оборотов, соответствующее началу трогания, равно

$$L = J_m \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}. \quad (72)$$

После преобразования получим

$$J_m \geq \frac{Gv^2}{g(\omega_1^2 - \omega_2^2)}. \quad (73)$$

Минимальные устойчивые обороты изменяются в значительных пределах и зависят от степени сжатия, мощности, числа цилиндров и т. д.

Для одно- и двухцилиндровых двигателей дорожных мотоциклов минимальные устойчивые числа оборотов коленчатого вала находятся в пределах 1200—2000 в минуту, а для двигателей гоночных мотоциклов могут повышаться до 4000—5000 в минуту.

Скорость движения мотоцикла на первой передаче, соответствующая минимальным устойчивым оборотам двигателя, равна

$$v = \frac{2\pi r_k n_2}{i_1 60} \text{ м/сек.}$$

Подставляя значение v в формуле (73), окончательно получим:

$$J_M \geq \frac{Gr_k^2 n_2^2}{g(n_1^2 - n_2^2) i_1^2}$$

или

$$J_M \geq \frac{G}{g} \cdot \frac{r_k^2}{i_1^2 \left(\frac{n_1^2}{n_2^2} - 1 \right)} \quad (74)$$

Обычно для дорожных мотоциклов отношение $\frac{n_1}{n_2}$ находится в пределах 1,5—2.

Момент инерции маховика проще всего находить аналитически, как момент инерции диска, равный

$$J_D = \frac{mr^2}{2},$$

где m — масса диска;

r — радиус диска.

Преобразуя это выражение, получим

$$J_M = 10^{-10} \gamma b d^4 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2, \quad (75)$$

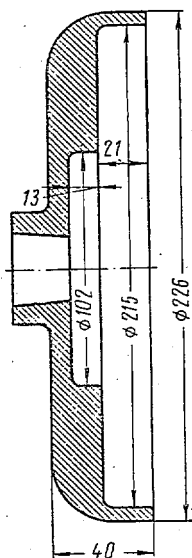
где d — диаметр диска в см;

b — толщина диска в мм;

γ — удельный вес материала диска в г/см³.

На фиг. 216 показан маховик двигателя М-72. Его момент инерции определяется как разность моментов инерции дисков диаметрами 226, 215 и 102 мм.

$$J_M = 10^{-10} \cdot 7,8 (22,6^4 \cdot 40 - 21,5^4 \cdot 21 - 10,2^4 - 13) = 0,0045 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$



Фиг. 216. Маховик двигателя М-72.

§ 84. УРАВНОВЕШИВАНИЕ МОТОЦИКЛЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Во время работы двигателя на него действуют: вес G двигателя; момент, равный по величине сумме моментов сопротивления движению мотоцикла и трения в силовой передаче, но обратный по направлению; силы трения между движущимися частями двигателя; центробежная сила инерции P_c вращающихся частей; сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс двигателя и давления P_i газов.

Некоторые из этих сил вызывают переменную по величине и направлению нагрузку на крепление двигателя, в результате чего возникает сильная вибрация всего мотоцикла или отдельных его частей, например руля, подножек; иногда вибрация является причиной поломки рамы.

Задача уравнивания заключается в определении этих сил и в изыскании средств, с помощью которых можно уменьшить или сделать постоянной по величине и направлению силу, действующую на крепление двигателя к раме.

Двигатель считается уравновешенным, если при установившемся режиме работы детали его крепления воспринимают постоянную по величине и направлению силу. Поэтому при исследовании уравновешенности двигателя рассматривают только переменные силы, так как постоянные силы (например, вес двигателя G) на уравновешенность двигателя не влияют.

Силы давления газов в цилиндре и силы трения уравновешиваются внутри двигателя и на детали крепления не передаются, ввиду того что давление газов на поршень равно и противоположно давлению на стенки камеры сгорания, а сила трения поршня о цилиндр, равна и противоположна силе трения цилиндра о поршень.

Крутящий, а следовательно и реактивный момент двигателя, как было показано в предыдущей главе, непрерывно меняется.

Обратный крутящему моменту двигателя реактивный момент, если считать, что колеса мотоцикла вращаются равномерно, определяются по формуле

$$M_p = (M_c + J_{\mu} \varepsilon), \quad (76)$$

где M_c — момент сопротивления;

ε — угловое ускорение коленчатого вала.

Второй член формулы (76), равный моменту касательных сил инерции всех вращающихся масс двигателя, непрерывно изменяясь, может вызвать вибрацию двигателя. Первый член также непостоянен. Инерция мотоцикла и колес препятствует возникновению угловых ускорений коленчатого вала, и поэтому момент сопротивления возрастает с увеличением касательной силы и наоборот.

Уменьшить колебания величины M_c можно с помощью установки в силовую передачу упругого элемента (гасителя).

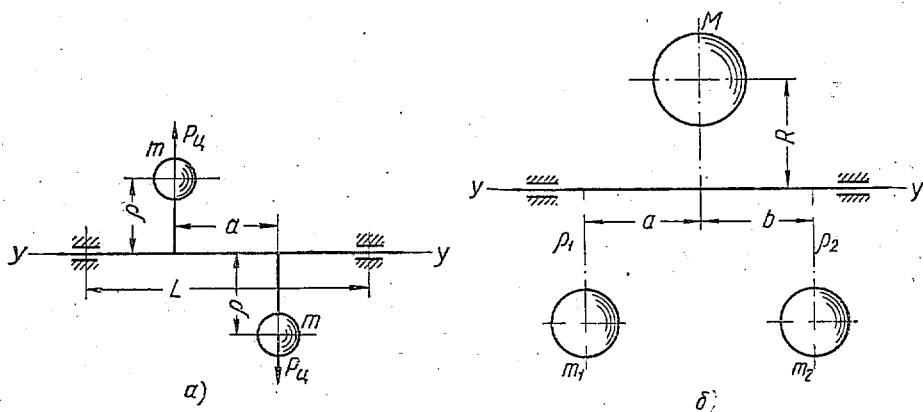
Однако главной причиной неуравновешенности могут быть только силы инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся

частей. Эти силы пропорциональны квадрату числа оборотов и могут достигать значительной величины.

В двигателях уравниваются центробежные силы инерции эксцентрично расположенных вращающихся масс кривошипов, т. е. масс, центр тяжести которых не находится на оси вращения.

Уравнивание вращающихся масс может быть статическим и динамическим.

Статически уравновешенной называется такая система, центр тяжести которой лежит на оси вращения. Однако уравновешенная



Фиг. 217. Схема динамических систем:

а — неуравновешенной; б — уравновешенной.

таким образом система не исключает при ее вращении действия сил на опоры; следовательно, вращающиеся массы должны уравниваться динамически.

На фиг. 217, а изображены две равные по величине массы, находящиеся на расстоянии r от оси вращения ($Y-Y$) и лежащие в одной плоскости. Центр тяжести этой системы находится на оси вращения, т. е. система статически уравновешена. При вращении вала от центробежных сил возникает пара с моментом

$$M_0 = mr\omega^2 a,$$

вызывающая на опорах добавочные силы

$$P_R = \frac{M_0}{L} = mr\omega^2 \frac{a}{L}.$$

В коленчатых валах вращающиеся части уравниваются при помощи противовесов (фиг. 217, б).

Если M — суммарная неуравновешенная масса одного колена и вращающихся частей кривошипно-шатунного механизма, центр тяжести которой находится на расстоянии R от оси вращения, m_1 и m_2 — массы противовесов, расположенные на радиусах ρ_1 , ρ_2 , то уравнивание произойдет в том случае, когда будут выполнены

условия статической и динамической уравновешенности. При статической уравновешенности:

$$MR\omega^2 + m_1\rho_1\omega^2 + m_2\rho_2\omega^2 = 0$$

или

$$MR + m_1\rho_1 + m_2\rho_2 = 0. \quad (77)$$

При динамической уравновешенности сумма всех моментов относительно любой плоскости равна 0.

Уравнение моментов относительно плоскости вращения массы M :

$$m_1\rho_1\omega^2 a + m_2\rho_2\omega^2 b = 0$$

или

$$m_1\rho_1 a + m_2\rho_2 b = 0. \quad (78)$$

Из полученных выражений следует, что равнодействующие центробежных сил от противовесов, массы колена и вращающихся частей кривошипно-шатунного механизма должны быть равны и направлены взаимно противоположно.

Размеры противовесов выбирают и располагают, исходя из конструктивных соображений.

При уравновешивании двигателей принято определять величину MR или GR (гсм) для уравновешиваемых масс, а затем уже выбирают форму и толщину противовесов.

Уравновешивание одноцилиндрового двигателя. Центробежная сила P_c инерции вращающихся частей может быть полностью уравновешена противовесами.

Силы P_j инерции возвратно-поступательно движущихся масс направлены вдоль оси цилиндра и поэтому не уравновешиваются противовесом, установленным на коленчатом валу.

Эти силы определены выше:

$$P'_j = m_j R \omega^2 \cos \alpha$$

и

$$P''_j = \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha.$$

Рассмотрим уравновешивание сил инерции первого порядка. Для полного уравновешивания силы инерции, действующей вдоль оси цилиндра, необходимо, чтобы масса противовеса m_{np} и радиус ρ_{np} вращения его центра тяжести удовлетворяли условию

$$m_{np}\rho_{np} = m_j R.$$

В этом случае сумма проекции сил на горизонтальную ось

$$R_x = m_{np}\rho_{np}\omega^2 \sin \alpha,$$

на вертикальную ось

$$R_y = m_j R \omega^2 \cos \alpha - m_{np}\rho_{np}\omega^2 \cos \alpha = 0.$$

Таким образом, вместо вертикальной силы, действующей на крепление двигателя, получим равную по величине горизонтальную силу R_x .

Так как при $\alpha = 90^\circ$, $\sin \alpha = 1$, то

$$R_x = -m_{np} \rho_{np} \omega^2 = -m_j R \omega^2.$$

В мотоциклетных одноцилиндровых двигателях обычно уравнивают только часть вертикальной силы инерции первого порядка, т. е.

$$m_{np} \rho_{np} \omega^2 = k m_j R \omega^2, \quad (79)$$

где k — коэффициент уравниваемости двигателя, который находится в пределах 0,45—0,6.

Правильно выбрать коэффициент k во время проектирования двигателя весьма трудно, потому что на вибрацию влияют многие факторы (конструкция крепления двигателя, жесткость рамы, вес мотоцикла, двигателя и т. п.).

При предварительном расчете противовесов задаются наибольшим значением k , так как в процессе доводки двигателя обычно легче уменьшить противовесы, чем их увеличить.

Силы инерции второго порядка не уравнивают. Их величина изменяется через каждые пол-оборота коленчатого вала, поэтому для их уравнивания требуется специальный механизм.

Уравновешивание двухцилиндровых двигателей с параллельными цилиндрами. При таком расположении цилиндров возможны два случая: 1) шатунные шейки лежат на одной оси, т. е. кривошипы расположены под углом 360° (фиг. 218, а) и 2) шатунные шейки расположены в одной плоскости, но под углом 180° (фиг. 218, б).

В первом случае поступают так же, как и при уравнивании одноцилиндрового двигателя, только вместо m_c и m_j берут их удвоенную величину (два кривошипно-шатунных механизма).

Во втором случае поршни всегда движутся в противоположных направлениях. Поэтому силы инерции первого порядка равны и направлены в разные стороны.

Силы инерции второго порядка

$$P''_{j_1} = \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha$$

и

$$P''_{j_2} = \lambda m_j R \omega^2 \cos (2\alpha + 360^\circ)$$

при сложении дают результирующую силу

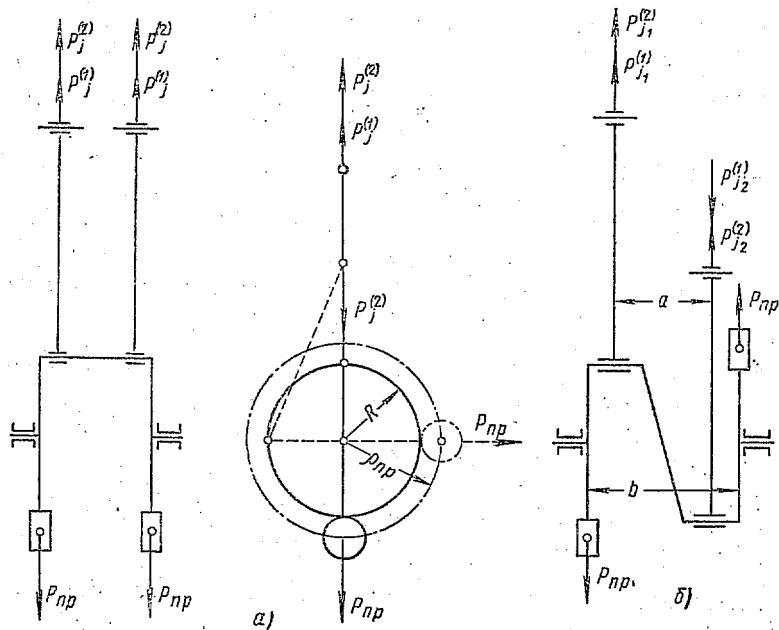
$$P''_{j_{\text{сум}}} = 2\lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha.$$

Так как $\cos 2\alpha = \cos (2\alpha + 360^\circ)$, то для уравнивания этой силы требуется специальное устройство, которое на мотоциклетных двигателях не применяют.

Силы инерции первого порядка создают свободный момент, равный

$$M_0 = m_j R \omega^2 a \cos \alpha.$$

Его можно уравновесить двумя противоположно расположенными противовесами, массу которых определяют, пользуясь уравнением



Фиг. 218. Схема уравновешивания двухцилиндровых двигателей с параллельными цилиндрами:

a — шатунные шейки лежат на одной оси; b — шатунные шейки повернуты одна относительно другой под углом 180° .

$$m_{np} r_{np} \omega^2 b \cos \alpha = m_j R \omega^2 a \cos \alpha;$$

$$m_{np} r_{np} = m_j \frac{Ra}{b}. \quad (80)$$

Но в этом случае возникает свободный момент в плоскости, перпендикулярной к оси цилиндров и равный

$$M'_0 = m_{np} r_{np} \omega^2 a \sin \alpha. \quad (81)$$

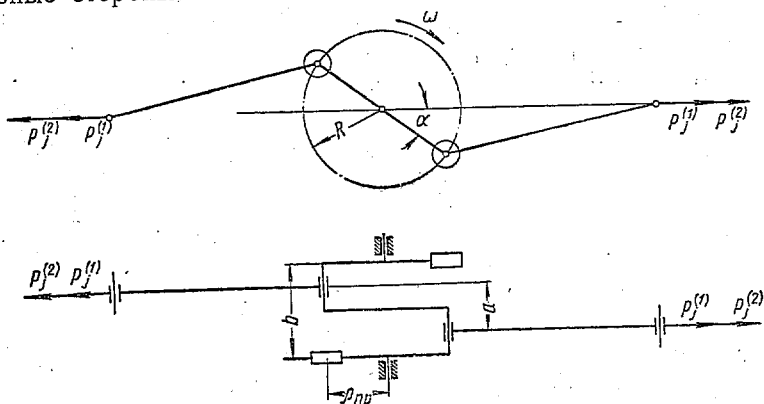
Величина и период этого момента изменяются так же, как и для M_0 , поэтому массу и радиус центра тяжести противовеса определяют так же, как и при уравновешивании сил инерции в одноцилиндровом двигателе, т. е. уравновешивают только часть момента M_0 .

Центробежная сила массы m_c создает постоянный по величине момент $M_c = m_c R \omega^2 a$, и поэтому массу и радиус вращения центра

тяжести одного противовеса можно определить пользуясь формулой

$$m_{np} \rho_{np} = (m_c + 0,75m_j) \frac{Ra}{b}. \quad (82)$$

Уравновешивание двухцилиндрового двигателя с противоположащими цилиндрами (фиг. 219). В двигателях такого типа силы инерции первого и второго порядка в каждый момент времени равны по величине и направлены в разные стороны.



Фиг. 219. Схема уравновешивания двухцилиндрового двигателя с противоположащими цилиндрами под углом 180° .

Эти силы инерции, как и центробежные силы P_c , создают свободный момент

$$M_0 = (P_j + P_c) a.$$

Данный момент может быть частично уравновешен, таким же образом, как и в предыдущем случае; однако при этом рекомендуется уравновешивать меньшую часть момента, возникающего от сил инерции P_j (50—55%).

Массу и радиус вращения центра тяжести одного противовеса можно определить по формуле

$$m_{np} \rho_{np} = (m_c + 0,5m_j) \frac{Ra}{b}. \quad (83)$$

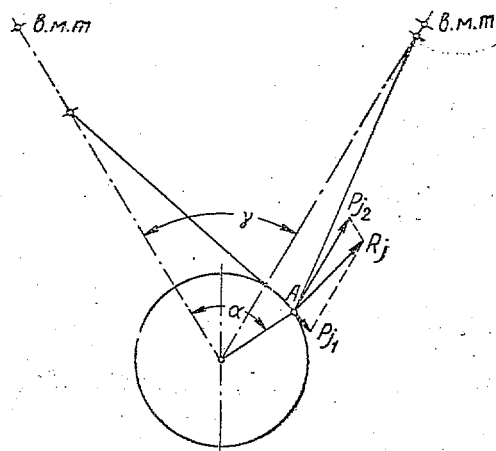
Сравнивая уравновешенность двухцилиндровых двигателей с противоположащими и параллельными цилиндрами при угле между коленами вала, равном 180° , отмечаем, что в первом случае уменьшение величины a не ограничивается размерами цилиндра, а зависит от конструкции коленчатого вала, что допускает выполнение двигателя с очень небольшим расстоянием между осями цилиндров.

Это обстоятельство наряду с полным уравновешиванием сил инерции второго порядка и равномерным чередованием рабочих ходов делает двигатель с противоположащими цилиндрами лучшим из четы-

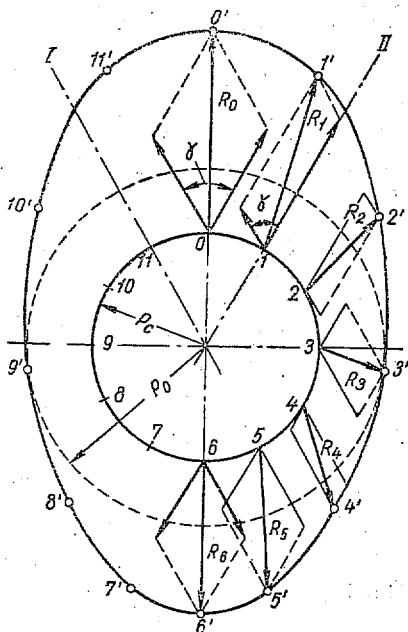
рехтактных двухцилиндровых мотоциклетных двигателей по уравновешенности и равномерности работы.

Уравновешивание V-образных двухцилиндровых двигателей. Как и во всех предыдущих случаях, центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма уравновешивается полностью массами противовесов. Следует помнить, что для этого типа двигателей при уравновешивании учитывают удвоенную массу.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, направленные вдоль осей соответствующих цилиндров, равны:



Фиг. 220. Схема уравновешивания двухцилиндрового V-образного двигателя.



Фиг. 221. Векторная диаграмма сил, действующих в двухцилиндровом V-образном двигателе (при $\gamma=60^\circ$).

для первого цилиндра

$$P_{i_1} = -m_j R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha);$$

для второго

$$P_{i_2} = -m_j R \omega^2 [\cos (\alpha + 360 - \gamma) + \lambda \cos 2 (\alpha + 360 - \gamma)].$$

Результирующую этих сил легче всего определить графически (фиг. 220)

$$R_j = \sqrt{P_{i_1}^2 + P_{i_2}^2}.$$

Чтобы определить выгодные размеры противовеса, уравновешивающего эту силу, можно пользоваться векторной диаграммой неуравновешенных сил инерции (фиг. 221).

Диаграмму строят следующим образом. Приводят (в произвольном масштабе) окружность радиусом, равным уравновешиваемой

центробежной силе инерции вращающихся масс. Затем окружность делят на произвольное число частей, например на 12. В каждой из полученных точек складывают силы инерции P_{j1} и P_{j2} возвратно-поступательно движущихся масс, соответствующие углу α поворота коленчатого вала.

Соединяют концы всех полученных таким образом равнодействующих R_1, R_2, R_3 и т. д. кривой, радиусы-векторы которой изображают в принятом масштабе суммарную неуравновешенную силу, действующую на крепление двигателя. В полученную кривую вписывают окружность, показанную штриховой линией, радиус которой представляет силу P_0 , постоянную по величине, действующую вдоль кривошипа, которая может быть полностью уравновешена противовесами, установленными на коленчатом валу.

Остаточные силы, действующие на крепление, представленные на диаграмме отрезками, ограниченными внешней кривой и окружностью (проведенной штриховой линией), уравновешивают так же, как и силы инерции в одноцилиндровом двигателе, т. е. частичным перенесением их в горизонтальную плоскость.

Для определения массы m'_{np} части противовеса можно пользоваться формулой

$$m'_{np} \rho_{np} \omega^2 = k m_j R \omega^2, \quad (84)$$

где k — коэффициент уравновешивания, при $\gamma = 60^\circ$ равен 1, а при $\gamma = 90^\circ$ равен 0.

Массу m_{np} и радиус ρ_{np} противовесов V-образного двухцилиндрового двигателя определяют по формуле

$$m_{np} \rho_{np} = k m_j R + \frac{P_0}{\omega^2}. \quad (85)$$

Рассматривая векторную диаграмму неуравновешенных сил инерции V-образного двухцилиндрового двигателя, можно заметить, что с увеличением угла γ между осями цилиндров внешняя кривая все больше стремится к окружности.

Рассмотрим частный случай, когда угол $\gamma = 90^\circ$.

Результирующая сила инерции первого порядка

$$R'_j = \sqrt{m_j^2 R^2 \omega^4 \cos^2 \alpha + m_j^2 R^2 \omega^4 \cos^2 (\alpha + 270^\circ)}.$$

Преобразуя это выражение, получим

$$R'_j = m_j R \omega^2.$$

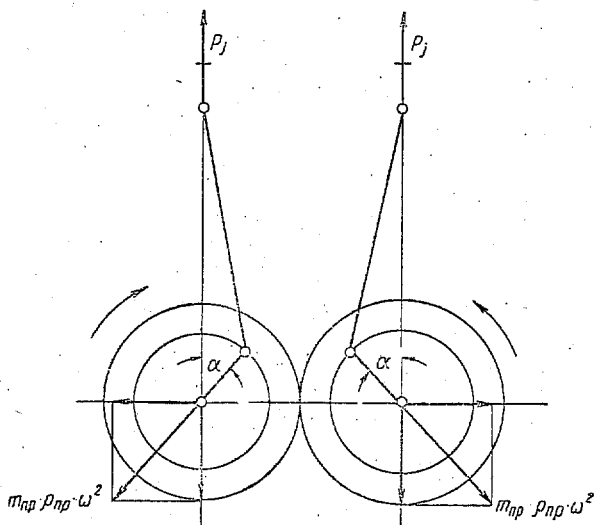
Неуравновешенная сила инерции первого порядка постоянна по величине и направлена по кривошипу, а следовательно может быть полностью уравновешена.

Складывая таким же образом силы инерции второго порядка, получим результирующую

$$R''_j = \lambda m_j R \omega^2 \sqrt{2} \cos 2\alpha.$$

Результирующая сила инерции второго порядка всегда лежит в горизонтальной плоскости и может быть уравновешена только специальными противовесами, которые вращаются со скоростью вдвое большей, чем коленчатый вал.

Из вышесказанного следует, что двухцилиндровый V-образный двигатель с углом между осями цилиндров, равным 90° , хорошо уравновешен. Однако на мотоциклах такие двигатели применяют очень редко из-за трудности их расположения на раме и большой



Фиг. 222. Схема уравновешивания двухцилиндрового двигателя с двумя коленчатыми валами.

неравномерности хода, которая вызвана неравномерным чередованием рабочих ходов.

Уравновешивание двухцилиндровых двигателей с отдельными коленчатыми валами, связанными при помощи шестерен. В этом случае кривошипы вращаются навстречу один к другому, что значительно уменьшает нагрузку на коренные подшипники.

Центробежные силы инерции вращающихся масс каждого кривошипно-шатунного механизма уравновешивают отдельно, так же как и у одноцилиндрового двигателя.

Для уравновешивания сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс на каждый коленчатый вал устанавливают противовесы, удовлетворяющие условию (фиг. 222)

$$m_{np} \rho_{np} \omega^2 = m_j R \omega^2. \quad (86)$$

Спроектируем на горизонтальную ось силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и центробежную силу уравновешивающих их противовесов:

$$P_x = m_{np} \rho_{np} \omega^2 \sin \alpha - m_j R \omega^2 \sin \alpha = 0.$$

Сумма проекции этих сил на вертикальную ось равна

$$P_y = 2P_j - 2m_{np} \rho_{np} \omega^2 \cos \alpha = 2m_j R \omega^2 \cos \alpha + 2\lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha - 2m_{np} \rho_{np} \omega^2 \cos \alpha$$

или, согласно условию [формуле (86)].

$$P_y = 2\lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha. \quad (87)$$

Отсюда следует, что в таких двигателях можно уравновесить центробежные силы инерции вращающихся масс и силу инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого порядка. Для этого необходимо установить на каждый из коленчатых валов противовесы, масса которых и радиус вращения центра тяжести удовлетворяет условию

$$m_{np} \rho_{np} = (m_c + m_j) R. \quad (88)$$

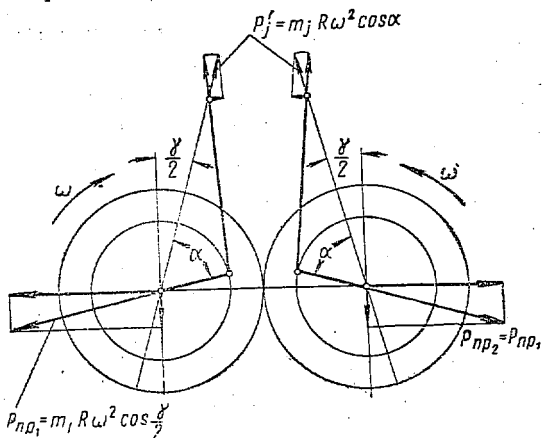
Рассмотренные двигатели почти не уступают по уравновешенности и по равномерности хода двигателям с противоположно расположенными цилиндрами, но их не применяют из-за трудности изготовления бесшумно работающих шестерен, которые связывают коленчатые валы. Эти шестерни имеют большую окружную скорость (выше 30 м/сек) и подвергаются переменной нагрузке. Кроме того, при нагреве двигателя может изменяться расстояние между их центрами.

Если оси цилиндров образуют между собой некоторый угол γ (например, Л-образный двигатель С2Б), двигатель уравновешивают таким же образом, как и при параллельном расположении цилиндров, с той лишь разницей, что масса поступательно движущихся частей должна быть умножена на $\cos \frac{\gamma}{2}$ (фиг. 223).

Полностью уравновешивается также сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого порядка. Результирующая сил инерции всегда направлена по вертикальной оси симметрии и равна

$$P_y = 2\lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha \cos \frac{\gamma}{2}. \quad (89)$$

В заключение можно сделать следующие замечания.



Фиг. 223. Схема уравновешивания Л-образного двигателя конструкции инж. С. Ю. Иванникова.

Плавность работы двигателя и отсутствие вибрации в большой степени зависят от качества уравновешенности (балансировки) двигателя. Коленчатые валы двигателей балансируют с большой точностью (5—10 г/см). При этом на шатунные шейки надевают специальные грузы, масса которых равна массе уравновешиваемых частей кривошипно-шатунного механизма.

Динамическую балансировку коленчатых валов можно производить на специальных станках, автоматически указывающих величину лишней массы противовесов.
