

## ФОРМУЛЫ АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ ПОРШНЕВЫХ ОППОЗИТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Оппозитные поршневые двигатели внутреннего сгорания широко используются в автомобилях, мотоциклах и других машинах. Основное преимущество таких двигателей – уменьшенные габариты по высоте. Это преимущество выгодно отличает их от двухрядных двигателей других конструкций, например У-образных, и позволяет при компоновке автомобиля лучше использовать его базу для основных целей. Так, применение оппозитных двигателей для автобусов дает возможность при тех же общих габаритах сделать больше посадочных мест. Однако для автобусов различной вместимости, также как и для грузовых автомобилей различной грузоподъемности, целесообразно производство ряда (семейства) двигателей одинаковой размерности, отличающихся лишь числом цилиндров. Создание семейства двухрядных оппозитных двигателей требует тщательного анализа их уравновешенности от сил инерции. В связи с этим предлагаются следующие формулы для определения неуравновешенных сил и моментов в оппозитных двигателях. Они получены из общих формул анализа уравновешенности любых конструктивных схем двухрядных поршневых двигателей как частный случай, когда угол между рядами цилиндров равен  $\pi$  ( $\gamma = \pi$ ) [1].

Анализ уравновешенности двухрядных оппозитных двигателей по предлагаемым формулам заключается в определении величин главных векторов систем сил инерции первого и второго порядка и центробежных сил инерции и их направлений, а также главных моментов этих же сил и плоскостей их действия по проекциям векторов на оси прямоугольных координат (рис.1).

Результирующая сила инерции первого порядка

$$\Sigma P_{jI} = \Sigma P_{jI}(x) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{II} + n_{II}} \cos(\alpha + \delta_i).$$

Результирующая сила инерции второго порядка

$$\Sigma P_{jII} = \Sigma P_{jII}(x) = m_j R \omega^2 \lambda \left[ \sum_{i=1}^n \cos 2(\alpha + \delta_i) - \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i) \right].$$

Результирующий момент от сил инерции первого порядка, действующий в плоскости осей цилиндров,

$$\Sigma M_{JI} = \Sigma M_{JI}(y) = m_j R \omega^2 \left[ \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos(\alpha + \delta_i) + \sum_{i=1}^{n_{IP}} h_{iIP} \cos(\alpha + \delta_i) \right].$$

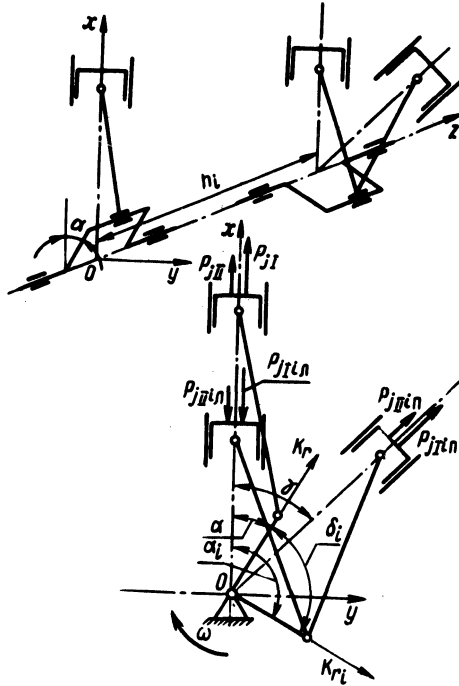


Рис. 1. Общая конструктивная схема двухрядного поршневого двигателя.

Результирующий момент от сил инерции второго порядка, действующий в плоскости осей цилиндров,

$$\Sigma M_{JII} = \Sigma M_{JII}(y) = m_j R \omega^2 \lambda \left[ \sum_{i=1}^{n_{II}} h_{iII} \cos 2(\alpha + \delta_i) - \sum_{i=1}^{n_{III}} h_{iIII} \cos 2(\alpha + \delta_i) \right].$$

Проекция на ось  $ox$  результирующей центробежной силы

$$\Sigma K_{r(x)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} \cos(\alpha + \delta_i).$$

Проекция на ось  $oy$  (на направление, перпендикулярное плоскости осей цилиндров) результирующей центробежной силы

$$\Sigma K_{r(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} \sin(\alpha + \delta_i).$$

Величина результирующей центробежной силы

$$\Sigma K_r = \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2}$$

Суммарный момент центробежных сил инерции относительно оси  $ox$ , представляющий собой проекцию на эту ось вектора результирующего момента центробежных сил для всего двигателя,

$$\Sigma M_{r(x)} = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \sin(\alpha + \delta_i).$$

Суммарный момент центробежных сил инерции относительно оси  $oy$ , представляющий собой проекцию на эту ось векторов результирующего момента центробежных сил для всего двигателя,

$$\Sigma M_{r(y)} = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \cos(\alpha + \delta_i).$$

Величина результирующего момента от центробежных сил

$$\Sigma M_r = \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2}.$$

Векторы результирующей центробежной силы и результирующего момента от этих сил находятся в плоскости, параллельной плоскости  $xoy$ , поскольку их проекции на ось  $oz$  равны нулю. Расположение векторов в этой плоскости определяется направляющими косинусами относительно осей  $ox$  и  $oy$ .

Острые углы между линиями действия векторов и осью  $ox$  определяются по формулам

$$\cos \varphi_{r.отн} = \frac{|\Sigma K_{r(x)}|}{\Sigma K_r};$$

$$\cos \psi_{r.отн} = \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r}.$$

Квадранты расположения векторов результирующих центробежных сил и моментов определяются по знакам их проекций на оси  $ox$  и  $oy$  с помощью следующей таблицы:

4	x	1	z	Квадрант расположения вектора	Знаки проекций вектора на оси	
					ox	oy
				1	+	+
				2	-	+
3	0			3	-	-
		2		4	+	-

Для найденного квадранта абсолютный угол опережения оси  $ox$  соответствующим вектором результирующей центробежной силы (или вектором результирующего центробежного момента) определяется по формулам

$$\begin{aligned}
 & \text{1-й квадрант: } \varphi = \varphi_{\text{отн}}; \quad \psi = \psi_{\text{отн}}; \\
 & \text{2-й квадрант: } \varphi = \pi - \varphi_{\text{отн}}; \quad \psi = \pi - \psi_{\text{отн}}; \\
 & \text{3-й квадрант: } \varphi = \pi + \varphi_{\text{отн}}; \quad \psi = \pi + \psi_{\text{отн}}; \\
 & \text{4-й квадрант: } \varphi = 2\pi - \varphi_{\text{отн}}; \quad \psi = 2\pi - \psi_{\text{отн}}.
 \end{aligned}$$

Положение плоскости действия результирующего момента от центробежных сил, проходящей через ось  $oz$ , находится как перпендикулярное к его вектору.

Проводя анализ уравновешенности двигателей по изложенным формулам, 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 сил инерции при не равных нулю результирующих силах еще не свидетельствует о неуравновешенности моментов. Например, если результирующая центробежная сила инерции равна нулю, а результирующий центробежный момент не равен нулю,

то система центробежных сил приводится к паре. Если же и результирующая сила и результирующий момент системы центробежных сил инерции двигателя не равны нулю, то необходимо проверить, не приводится ли рассматриваемая система сил только к равнодействующей (результирующей) силе. Условием приведения системы сил только к равнодействующей, по которому и производится проверка, является:

$$\sum K_r(x) \sum M_r(x) + \sum K_r(y) \sum M_r(y) = 0.$$

Обозначения величин, входящих в формулы

- $R$  – радиус кривошипа коленчатого вала;  
 $\lambda$  – безразмерный параметр кривошипно-шатунного механизма (к.ш.м.);  
 $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала;  
 $\alpha$  – угол поворота коленчатого вала (отсчитывается по первому кривошипу);  
 $\delta_i$  – угол расположения  $i$ -го кривошипа относительно первого, отсчитывается в направлении вращения коленчатого вала;  
 $m_j$  – масса к.ш.м., совершающая возвратно-поступательное движение;  
 $m_r$  – неуравновешенная масса к.ш.м., совершающая вращательное движение;  
 $n_l$  – число цилиндров левого ряда;  
 $n_{II}$  – число цилиндров правого ряда (так как обычно в двигателях  $n_l = n_{II}$ , можно заменить  $n_l$  и  $n_{II}$  на  $n_{II}$  – число цилиндров в одном ряду);  
 $n_{кр}$  – число кривошипов на коленчатом валу;  
 $h_{i,l}$  – расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат (от оси первого цилиндра левого ряда) до оси  $i$ -го цилиндра левого ряда;  
 $h_{i,II}$  – расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат до оси  $i$ -го цилиндра правого ряда; обычно:  $h_{i,II} = h_{i,l} + b$ , где  $b$  – смещение рядов цилиндров;

$h_i$  – расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат до  $i$ -го кривошипа.

### Л и т е р а т у р а

1. Железко Б.Е., Тарасик В.П. Анализ уравниваемости поршневых автотракторных двигателей. – Минск, 1976.

УДК – 621.431.73

Г.М.Кокин, С.И.Захарков

## ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И СКОРОСТНЫЕ КАЧЕСТВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Легковые автомобили в основном предназначаются для индивидуального пользования, их транспортная производительность определяется вместимостью (числом пассажиров включая водителя) и средней эксплуатационной скоростью движения.

В настоящее время принято классифицировать легковые автомобили с учетом сочетания двух параметров – рабочего объема двигателя и общей массы автомобиля, включая пассажиров. В соответствии с рекомендуемой классификацией рассмотрены автомобили: особо малого класса, с рабочим объемом двигателя до 1,2 л, числом пассажиров – 4; малого класса, с рабочим объемом двигателя до 1,8 л, числом пассажиров 4–5; среднего класса, с рабочим объемом двигателя до 3,5 л, числом пассажиров 5–6; большого и высшего класса, с рабочим объемом двигателя свыше 3,5 л, числом пассажиров 6–7. Исходя из индивидуальных потребностей населения в ближайшее время изменение вместимости легковых автомобилей не ожидается, снижение общей массы за счет снижения собственной массы автомобиля возможно, но оно не окажет решающего влияния на скоростные качества автомобиля.

Рабочий объем двигателя определяет мощность и долговечность двигателя, а основным фактором, влияющим на скоростные качества автомобиля, является мощность двигателя.

На среднюю эксплуатационную скорость влияют дорожные условия, организация и безопасность движения.

Основной определяющий фактор – средняя техническая скорость. Дальнейшее повышение транспортной производительности